



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

**FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTRÓNICA EN CONTROL Y
AUTOMATISMO**

TEMA:

Evaluación de los sistemas de aire comprimido en el procesamiento industrial de cárnicos para mejorar el modelo de la eficiencia energética

AUTOR:

García Robalino, Leonel Stalin

Trabajo de Titulación previo a la obtención del Título de
INGENIERO ELECTRÓNICO EN CONTROL Y AUTOMATISMO

TUTOR:

Ing. Philco Asqui, Luis Orlando Msc.

Guayaquil, Ecuador

14 de septiembre del 2020



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

**FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTRÓNICA EN CONTROL Y
AUTOMATISMO**

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue realizado en su totalidad por el Sr. **García Robalino, Leonel Stalin**, como requerimiento para la obtención del título de **INGENIERO ELECTRÓNICO EN CONTROL Y AUTOMATISMO**

TUTOR

Ing. Philco Asqui, Luis Orlando MSc.

DIRECTOR DE CARRERA

Ing. Heras Sánchez, Miguel Armando MSc

Guayaquil, a los 14 días del mes de septiembre del año 2020



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

**FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTRÓNICA EN CONTROL Y
AUTOMATISMO**

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo, García Robalino, Leonel Stalin

DECLARO QUE:

El trabajo de titulación **Evaluación de los sistemas de aire comprimido en el procesamiento industrial de cárnicos para mejorar el modelo de la eficiencia energética**, previo a la obtención del Título de **Ingeniero Electrónico en Control y Automatismo**, ha sido desarrollado respetando derechos intelectuales de terceros conforme las citas que constan en el documento, cuyas fuentes se incorporan en las referencias o bibliografías. Consecuentemente este trabajo es de mi total autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance del Trabajo de Titulación referido.

Guayaquil, a los 14 días del mes de septiembre del año 2020

García Robalino, Leonel Stalin



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

**FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTRÓNICA EN CONTROL Y
AUTOMATISMO**

AUTORIZACIÓN

Yo, García Robalino, Leonel Stalin

Autorizo a la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil, la publicación, en la biblioteca de la institución del Trabajo de Titulación: **Evaluación de los sistemas de aire comprimido en el procesamiento industrial de cárnicos para mejorar el modelo de la eficiencia energética**, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y total autoría.

Guayaquil, a los 14 días del mes de septiembre del año 2020

García Robalino, Leonel Stalin

Reporte de Urkund

Aplicaciones Bookmarks EURESCOM P615: E... Novel Enabling Tec... S. Optical add / drop... Sistemas de Transm... Laboratorio de Co... Otros favoritos

JRKUND Orlando Philco Asqui (orlando.philco)

Documento: [Garcia_Leonel.docx](#) (D78568230)
Presentado: 2020-09-03 11:24 (-05:00)
Presentado por: orlandophilco_7@hotmail.com
Recibido: orlando.philco.ucsg@analysis.urkund.com
Mensaje: TESIS LEONEL GARCIA [Mostrar el mensaje completo](#)
1% de estas 39 páginas, se componen de texto presente en 4 fuentes.

Categoría	Enlace/nombre de archivo
	https://www.interempresas.net/Energia/Articulos/16469-Auditorias-energeticas-de-...
	https://docplayer.es/7689321-Universidad-veracruzana-facultad-de-ingenieria-meca...
	https://docplayer.es/41053157-Universidad-politecnica-salesiana-sede-guayaquil.html
	https://www.mundocomporesor.com/articulos-tecnicos/diferentes-tipos-comoresore...

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL
FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO CARRERA DE INGENIERÍA ELECTRÓNICA EN CONTROL Y AUTOMATISMO
TEMA: Evaluación de los sistemas de aire comprimido en el procesamiento industrial de cárnicos para mejorar el modelo de la eficiencia energética
AUTOR: García Robalino, Leonel Stalin
Trabajo de Titulación previo a la obtención del Título de INGENIERO ELECTRÓNICO EN CONTROL Y AUTOMATISMO
TUTOR: Ing. Philco Asquí, Luis Orlando Msc.
Guayaquil, 25 de Agosto del 2020
UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL
FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO CARRERA DE INGENIERÍA ELECTRÓNICA EN CONTROL Y AUTOMATISMO

Reporte Urkund del trabajo de titulación en ingeniería Electrónica en control y automatismo denominado: **Evaluación de los sistemas de aire comprimido en el procesamiento industrial de cárnicos para mejorar el modelo de la eficiencia energética** del estudiante **García Robalino, Leonel Stalin** está al 1% de coincidencias.

Atentamente.

MSc. Orlando Philco Asqui

Revisor

Dedicatoria

El presente trabajo de titulación se lo dedico a DIOS, por haberme dado la sabiduría, entendiendo y fuerzas necesarias para llegar hasta alcanzar esta meta trazada desde muchos años atrás y que hoy estoy cumpliendo.

Al ángel más bello del cielo “mi mama Ana” que, con su ferviente fe, amor, consejos sabios y oraciones, ha sabido guiarme en este reto personal que orgulloso me siento de ser su hijo.

A mi papa Eliseo que con su ejemplo de constancia y dedicación en su vida me ha enseñado que no existen cosas imposibles sino hombres incapaces que no se atreven a luchar por sus sueños, que tan orgulloso me siento de ser su hijo ya que sus sabios consejos han sido un aporte fundamental en mi vida personal y profesional.

A mi hermosa enamorada Gaby quien con sus consejos y entrega total en nuestra relación que va guiada por la mano de Dios, ha sabido apoyarme en los momentos más difíciles de mi vida.

A la señora Carmen Carrasco quien, con sus consejos y su amor, me ha sabido enseñar que Dios tiene grandes propósitos en la vida de una persona y que Dios siempre va un paso delante de nosotros.

A Ecuatoriana Industrial Termoal Cia Ltda, quienes me abrieron las puertas de su empresa siendo un estudiante y confiaron en mi talento y gracias a Dios y ellos he logrado desarrollar muchos conocimientos y habilidades que me serán de mucha ayuda en mi vida profesional.

A las personas que me han sabido apoyar en los momentos más duros de mi vida este triunfo va dedicado para ellos, muchas gracias por sus consejos.

EL AUTOR

Agradecimiento

Al terminar esta etapa de mi vida, quiero ser muy agradecido con Dios ya que me ha sabido levantar en las situaciones más difíciles, en las cuales me he encontrado, y por más duro que haya sido el camino siempre ha sabido poner a las personas indicadas en mi caminar, quienes han sido fuente de bendición y un motor fundamental en este proceso de formación.

Quiero agradecer la ayuda incondicional de mis padres ya que sin ellos este sueño no hubiera sido posible, a mi madre que con sus oraciones y consejos, sé que hoy en día se encuentra en el cielo muy feliz porque he sabido lograr lo que ella veía en mi “un gran profesional”, a mi padre quien con sus sabios consejos me ha sabido guiar hacia el éxito y que con esa labor inalcanzable de padre siempre me brinda su ayuda sin condiciones y solo ha visto por mi buen vivir, cabe recalcar que este triunfo es también de mis padres.

A mi tía por parte de padre Isabel García, quien siempre me mantiene presente en sus oraciones y que, gracias a sus consejos inspirados por la ayuda de Dios, siempre han sido de gran ayuda para mi vida.

A mi hermosa Gaby que, con su amor incondicional y su gran apoyo total, ha sabido dar unos hermosos pincelazos a mi vida, también su temor a Dios, esfuerzo y dedicación en su vida personal y profesional hace que cada día la admire más y me esforcé por lograr mis objetivos ya que ambos luchamos por un futuro juntos con la bendición de Dios.

A mi Madrina Mary Moreira quien ha sabido ser una persona admirable, brindándome su ayuda y consejos en los momentos más difíciles de mi vida preocupándose por mí al estar pendiente de mí y muy orgullosa de mis logros.

A mi amigo Nahum quien ha sido como un hermano para mí, aunque de vez en cuando hemos tenido nuestras indiferencias, siempre ambos nos hemos apoyado en los momentos más difíciles de nuestras vidas.

A la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil por brindarme la oportunidad de formar parte de la comunidad estudiantil.

A mi mejor amigo Gerardo Emilio Córdova Fernández, quien ha sabido ser un buen compañero en esta etapa estudiantil, demostrando excelentes valores y sentido humanitario para nosotros sus compañeros.

Al ingeniero Nino Vega Ureta M.SC, Docente de la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil, quien con sus consejos como persona y como profesional hoy en día lo considero un ejemplo a seguir.

Al ingeniero Orlando Philco M.SC, Docente de la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil, quien ha sabido demostrar compañerismo y entrega como docente en esta etapa de formación profesional como Tutor de tesis.

A la Sra Yomayra Bonilla Coordinadora de ventas de Ecuatoriana Industrial Termoval Cia Ltda, quien tan solo con ser un pasante universitario en aquel momento en que me conoció, descubrió mi talento y confió en mi profesionalmente y me dio la oportunidad de formar parte de la empresa que tanto admiro, también quiero recalcar que su aporte en mi proceso de formación en la industria fue de mucha ayuda gracias a su experiencia y gran profesionalismo.

Agradezco la ayuda de ecuatoriana industrial y su departamento técnico quienes han sido un gran aporte fundamental en este proyecto de titulación.

Al Ingeniero Daniel Venegas Gerente General de Ecuatoriana Industrial Termoval Cia Ltda, quien ha confiado en mis capacidades y estoy muy seguro de que su experiencia compartida para mi persona ha sido de vital importancia en mi vida estudiantil y profesional.

A todas las personas que confiaron en mi en todo momento les agradezco por compartir junto a mi parte de este logro.

“El principio de la sabiduría es el temor a Jehová”.

(Proverbios cap1 versículo 7).

EL AUTOR



**UNIVERSIDAD CATÓLICA
DE SANTIAGO DE GUAYAQUIL**

**FACULTAD DE EDUCACIÓN TÉCNICA PARA EL DESARROLLO
CARRERA DE INGENIERÍA ELECTRÓNICA EN CONTROL Y
AUTOMATISMO**

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

f. _____

M. Sc. ROMERO PAZ, MANUEL DE JESUS

DECANO

f. _____

M. Sc. PALACIOS MELÉNDEZ, EDWIN FERNANDO

COORDINADOR DEL ÁREA

M. Sc. MENDOZA MERCHÁN EDUARDO

OPONENTE

Índice General

Dedicatoria.....	VI
Agradecimiento	VII
Índice General	X
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
RESUMEN	XVIII
ABSTRACT	XIX
CAPÍTULO 1:.....	2
DESCRIPCIÓN GENERAL.....	2
1.1 Introducción.....	2
1.2 Definición del Problema.	3
1.3 Justificación del Problema.....	3
1.4 Objetivos	3
1.4.1 Objetivo General.	3
1.4.2 Objetivos Específicos.....	4
1.5 Hipótesis.	4
1.6 Metodología de Investigación.	4
CAPÍTULO 2: INSTALACIONES NEUMÁTICAS.....	5
2.1 Propiedades del aire	5
2.2 Componentes Neumáticos	6
2.2.1. Generadores de aire comprimido	6
2.2.2 Clasificación de compresores	7
2.3 Secadores.....	13
2.3.1 Componentes conductores y de línea.....	13
2.3.1.1 Conductores o tubería	13
2.3.1.2 Clases de tuberías	13
2.3.1.3 Equipos de línea o unidad de mantenimiento.....	16
2.3.2 Componentes Distribuidores	18

2.3.2.1 Criterios de selección de los componentes distribuidores	22
2.3.3 Componentes Actuadores.....	22
2.3.3.1 Cilindros Neumáticos.....	23
2.3.4 Actuadores Giratorios	26
2.3.5 Motores Neumáticos.....	28
2.3.5.1 Mandos Neumáticos.....	29
2.3.5.2 Componentes Auxiliares Neumáticos	30
2.3.5.3 Equipos de tratamiento de aire comprimido.....	34
2.3.6 Auditoría energética de aire comprimido.....	36
2.3.7 Caso de estudio: auditoría energética de aire comprimido	39
2.3.8 Estudios de casos relacionados.....	40
2.3.9 Soluciones de compresores que ahorran energía	42
2.3.10 Consideraciones para compresores centrífugos	50
CAPÍTULO 3: LEVANTAMIENTO DE DATOS DE COMPRESORES Y SECADORES EN INDUSTRIA CÁRNICA	55
3.1 Equipos de generación y tratamiento del aire comprimido	55
3.2 Diagrama de conexión o red de distribución del aire comprimido.....	61
3.3 Metodología de medición	62
3.3.1 Procedimiento para registro de datos a través del PDA.....	63
3.3.2 Conexión del adaptador de corriente al compresor	63
CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO	65
4.1 Análisis de datos recopilados de compresores y secadores del sistema de aire comprimido.....	65
4.2 Análisis de Auditoria Energética.....	65
4.2.1 Análisis General.....	66
4.2.2 Consumo energético total.....	67
4.2.3 Resumen de datos del compresor - Hoja 1	67

4.2.4 Resumen de datos de medición - Hoja 2.....	69
4.2.5 Resumen de datos de medición - Hoja 3.....	70
4.3 Día de Mayor Consumo	70
4.3.1 Caudal, Presión, Carga y Vacío	71
4.3.2 Presión	71
4.3.3 Caudal.....	72
4.3.4 Consumo energético	72
4.3.5 Mediciones tabulados en los 5 compresores	73
4.3.6 Comportamiento de los compresores en carga, vacío y estado Off	75
4.4 Configuración de Equipos – Cuarto de Generación	76
CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	77
5.1 Conclusiones	77
5.2 Recomendaciones	79
Bibliografía	80

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 2

Figura 2. 1 Sistema de generación y tratamiento de aire comprimido.....	6
Figura 2. 2 Clasificación de los compresores	7
Figura 2. 3 Compresor émbolo oscilante.....	8
Figura 2. 4 Compresor de pistón	8
Figura 2. 5 Compresor de membrana	9
Figura 2. 6 Compresor de émbolo rotativo	9
Figura 2. 7 Compresor rotativo multicelular.....	10
Figura 2. 8 Compresor rotativo bicelular	11
Figura 2. 9 Compresor Roots	11
Figura 2. 10 compresor radial.	12
Figura 2. 11 Compresor axial	13
Figura 2. 12 Esquema de distribución de aire comprimido.....	14
Figura 2. 13 Líneas de fluido	15
Figura 2. 14 Filtros de línea.....	17
Figura 2. 15 Reductor de presión para aire comprimido	18
Figura 2. 16 Válvula mecánica distribuidora.....	19
Figura 2. 17 Válvula neumática distribuidora	20
Figura 2. 18 Válvula electroneumática distribuidora.....	21
Figura 2. 19 Cilindro de simple efecto	23
Figura 2. 20 Cilindro de doble efecto.....	24
Figura 2. 21 cilindro de doble vástago.....	25
Figura 2. 22 cilindro multiposicional.	25
Figura 2. 23 Cilindro tándem	26

Figura 2. 24 Cilindro giratorio	26
Figura 2. 25 Actuador giratorio	27
Figura 2. 26 Actuador lineal sin vástago	27
Figura 2. 27 . Doble cilindro con vástagos dobles, unidos por yugo	28
Figura 2. 28 Motor Neumático	29
Figura 2. 29 Mandos neumáticos y sus elementos	29
Figura 2. 30 Válvula antirretorno	30
Figura 2. 31 Válvula selectora	31
Figura 2. 32 Válvula de simultaneidad	32
Figura 2. 33 Limitadores de presión	32
Figura 2. 34 Válvula de escape rápido en sección	33
Figura 2. 35 Presóstato o interruptor eléctrico accionado por presión	33
Figura 2. 36 Interruptor de presión diferencial.....	34
Figura 2. 37 Perfil de flujo de alta variabilidad 90% durante un período de 24 horas	39
Figura 2. 38 Perfil de flujo de alta variabilidad 90% durante un tiempo medio	41
Figura 2. 39 Purga de aire con un solo compresor centrífugo de 220 m ³ /min.	43
Figura 2. 40 Purga de aire con dos compresores centrífugos de 110 m ³ /min sin control de reparto de carga.....	44
Figura 2. 41 Purga de aire con dos compresores centrífugos de 110 m ³ /min con control de reparto de carga	44
Figura 2. 42 En la Solución F, purga de aire con dos compresores centrífugos de 100 m ³ /min diseñados para máxima eficiencia con control de carga compartida, más un compresor de tornillo de velocidad variable de 25 m ³ /min (160 kW) con programador	45

Figura 2. 43 Comparación de sistemas, consumo energético diario	46
Figura 2. 44 Comparación de costos energéticos anuales en el caso n° 1	47
Figura 2. 45 Comparación de potencia de paquete específico a 8 barg ..	49
Figura 2. 46 Comparación de potencia del paquete específico a 8 barg, en todo el rango operativo.....	50
Figura 2. 47 Comparación de potencia de paquete específico en rango de regulación a 4 barg.....	51
Figura 2. 48 Resumen energético	53

CAPÍTULO 3

Figura 3. 1 Compresor 1	55
Figura 3. 2 Compresor 4	57
Figura 3. 3: Secador 1	58
Figura 3. 4 Secador 2.....	59
Figura 3. 5 Tanque pulmón	60
Figura 3. 6 Red de aire comprimido tipo cerrada	60
Figura 3. 7 Diagrama de conexión actual.....	61
Figura 3. 8 Caja de medición Data logger BOGE.....	63
Figura 3. 9 Pinza amperimétrica conectada a un dispositivo	63

CAPÍTULO 4

Figura 4. 1 Diagrama de presión de compresor de velocidad fija	65
Figura 4. 2 Consumo de aire comprimido	66
Figura 4. 3 Consumo energético total	67
Figura 4. 4 Variables del aire comprimido medido	71
Figura 4. 5 Presión.....	71
Figura 4. 6 Caudal.....	72

Figura 4. 7 Consumo energético	72
Figura 4. 8 Compresor 1 SSR	75
Figura 4. 9 Compresor 2 y 3 SSR	75
Figura 4. 10 Compresor 4 y 5 SSR	75
Figura 4. 11 Propuesta de instalación de equipos a red de aire comprimido	76

Índice de Tablas

CAPÍTULO 2

Tabla 2. 1 Comparación de eficiencia energética.	48
---	----

CAPÍTULO 3

Tabla 3. 1: Compresor 1.....	55
Tabla 3. 2: Compresor 2.....	56
Tabla 3. 3: Compresor 3.....	56
Tabla 3. 4: Compresor 4.....	56
Tabla 3. 5: Compresor 5.....	57
Tabla 3. 6: Secador 1	58
Tabla 3. 7 Secador 2	59
Tabla 3. 8 Almacenamiento.....	60
Tabla 3. 9 Red de distribución.....	61

CAPÍTULO 4

Tabla 4. 1 Tabla 4. 2 Datos del compresor	67
Tabla 4. 3 Datos de medición-hoja 2.....	69
Tabla 4. 4 Datos de medición-Hoja 3	70
Tabla 4. 5 Datos del compresor	73
Tabla 4. 6 Datos del compresor (Hoja 2).....	73
Tabla 4. 7 Datos del compresor	74
Tabla 4. 8 Resumen	74
Tabla 4. 9 Valores de la ISO 8573-1 para la calidad de aire comprimido..	76

RESUMEN

El presente trabajo de titulación aporta con el análisis de valores medidos en cuanto a calidad del aire comprimido, en una industria procesadora de cárnicos en la ciudad de Guayaquil. El objetivo principal es aportar con mejoras al procesamiento de cárnicos tomando en cuenta el aspecto de la eficiencia energética el cual generará reducción de costos por energía del aire comprimido sin eficiencia energética. La metodología a emplear, son la descriptiva para determinar técnicas y tecnologías del aire comprimido y de vacío. Se emplea el método analítico sintético para levantar datos de mediciones con equipo especializado se utilizan además herramientas de cálculo, finalmente el método comparativo. para valorar una comparación con el estado energético actual y mostrar potenciales para mejoras. en el sistema de aire comprimido, así como materiales y equipos que intervienen en el procesamiento industrial de cárnicos.

PALABRAS CLAVES: Neumática, Eficiencia energética, Carga neumática, Actuador neumático.

ABSTRACT

The present titration work contributes with the analysis of measured values in terms of compressed air quality, in a meat processing industry in the city of Guayaquil. The main objective is to contribute with improvements to meat processing, taking into account the aspect of energy efficiency which will generate reduced energy costs of compressed air without energy efficiency. The methodology to be used is the descriptive one to determine techniques and technologies for compressed air and vacuum. The synthetic analytical method is used to collect measurement data with specialized equipment, calculation tools are also used, finally the comparative method. to assess a comparison with the current energy state and show potential for improvement. in the compressed air system, as well as materials and equipment involved in the industrial processing of meat.

KEY WORDS: PNEUMATICS, ENERGY EFFICIENCY, PNEUMATIC LOADING, PNEUMATIC ACTUATOR.

CAPÍTULO 1:

DESCRIPCIÓN GENERAL

1.1 Introducción.

El uso eficiente de la energía es un aspecto importante en las fábricas o empresas, en donde deben involucrarse Gerentes Financieros, Gerentes de Producción y Mantenimiento.

Con el fin de mantener la competitividad y proteger el medio ambiente es necesario controlar el consumo de energía.

Con este estudio, es posible obtener toda aquella información necesaria para poder identificar los ciclos de funcionamiento de uno o varios compresores. Sus ciclos de funcionamiento, el caudal de consumo y las variaciones existentes al momento de generar presión.

Esta evaluación energética permite encontrar las mejoras y alternativas de solución para una instalación de aire comprimido, cuando el fin es ahorrar energía. Reducir costos gracias al ahorro energético y plantear mejoras continuas en los procesos de instalación, operación y mantenimiento ya sea de tuberías de aire comprimido, secadores, compresores, secadores entre otros y que el entorno industrial sea más competitivo.

En la industria nacional e internacional están muy enfocados con el tema de ahorro energético, y es así como nace la necesidad de mantener la eficiencia energética dentro de la planta productora de productos cárnicos donde se cumplan los procesos de distribución de aire comprimido de una manera eficiente que nos ahorre energía y produzcamos menos impacto ambiental.

En la actualidad en la industria neumática no existen muchos aportes o documentos que realicen una entrega total que integren los pasos para realizar una evaluación energética y a su vez nos indiquen como mantener la eficiencia energética dentro de una planta, es primordial también el uso adecuado de los sistemas de aire comprimido tanto para mejorar su eficacia y su productividad dentro del plano industrial.

Bajo las medidas ISO 8573-1 (1.4.1) para obtener una calidad de aire se pretende generar varias recomendaciones dentro de la evaluación energética.

1.2 Definición del Problema.

En la actualidad los costos de procesamiento de cárnico tienen elevado costo cada año, Se presentan defectos en la operación de máquinas neumáticas causados por un incorrecto funcionamiento del sistema de compresión y distribución de aire comprimido

Se plantean preguntas de investigación.

¿Cómo se evalúa la eficiencia energética en sistemas de aire comprimido?

1.3 Justificación del Problema.

El reducir costos gracias al ahorro energético y proponer mejoras continuas en los procesos de instalación ya sea de tuberías de aire comprimido, secadores, compresores, entre otros equipos más La eficiencia energética parte del análisis adecuado del estado real de la planta en lo que a aire comprimido se refiere permite conocer los requerimientos de consumo de estos equipos, la calidad del aire que necesita cada equipo, el estado de la red de distribución, localización y cuantificación de fugas, el estado de los equipos del cuarto de compresores, entre otros.

1.4Objetivos

1.4.1 Objetivo General.

Evaluar mediciones de equipos y máquinas del sistema de aire comprimido para mejorar el modelo de la eficiencia energética en el procesamiento industrial de cárnicos

1.4.2 Objetivos Específicos.

1. Determinar la operación de sistemas de aire comprimido y vacío.
2. Efectuar el levantamiento de datos de equipos que utilizan aire comprimido en la planta industrial.
3. Comparar valores obtenidos previo a propuesta de eficiencia energética

1.5 Hipótesis.

En el entorno industrial la eficiencia energética facilita más la productividad y competitividad.

1.6 Metodología de Investigación.

El tipo de investigación utilizado en este proyecto es; descriptiva ya que se especifica las características de la tecnología neumática, se aplica el método analítico para levantar datos de cargas. Finalmente, el método comparativo para evaluar y plantear propuestas de eficiencia energética para la industria de cárnicos

CAPÍTULO 2: INSTALACIONES NEUMÁTICAS

El aire comprimido es un insumo esencial en todos los campos de la fabricación industrial, al igual que la electricidad o el agua, necesario para mantener las líneas de producción en movimiento. Un sistema neumático es un sistema que utiliza aire comprimido para transmitir y controlar la energía. Los sistemas neumáticos se utilizan ampliamente en diversas industrias. La mayoría de los sistemas neumáticos dependen de un suministro constante de aire comprimido para que funcionen. Esto es proporcionado por un compresor de aire, éste aspira aire de la atmósfera y lo almacena en un tanque de alta presión llamado receptor. Este aire comprimido se suministra al sistema a través de una serie de tuberías y válvulas.

Cuando el aire se introduce inicialmente en un compresor, a menudo contiene contaminantes, partículas de suciedad y vapor de agua, que se condensa en agua líquida cuando se comprime el aire. Estas impurezas pueden causar interrupciones en sus operaciones, lo que genera costos sustanciales pero evitables. Para evitar costosas averías en la producción, el aire comprimido debe estar libre de aceite, limpio y seco. Una solución de aire eficiente e inteligente es más que una línea de compresores de alta calidad. Es una combinación de generación de aire, filtración, secado, almacenamiento de aire comprimido, gestión de la condensación y experiencia en purificación.

2.1 Propiedades del aire

El aire se caracteriza por su baja cohesión, lo que significa que las fuerzas entre las moléculas del aire son mínimas, al menos considerando las condiciones usuales de funcionamiento de sistemas neumáticos. Al igual que todos los gases, el aire tampoco tiene una forma determinada. Su forma cambia si se aplica la más mínima fuerza y, además, siempre ocupa el máximo espacio disponible.

Los sistemas neumáticos son ampliamente utilizados en diferentes industrias. Los sistemas neumáticos tienen muchas ventajas, entre ellas se destaca en:
Alta efectividad: hay un suministro ilimitado de aire en la atmósfera para producir aire comprimido. También existe la posibilidad de fácil

almacenamiento en grandes volúmenes. El uso de aire comprimido no está restringido por la distancia, ya que se puede transportar fácilmente a través de tuberías. Después del uso, el aire comprimido puede liberarse directamente a la atmósfera sin necesidad de procesamiento.

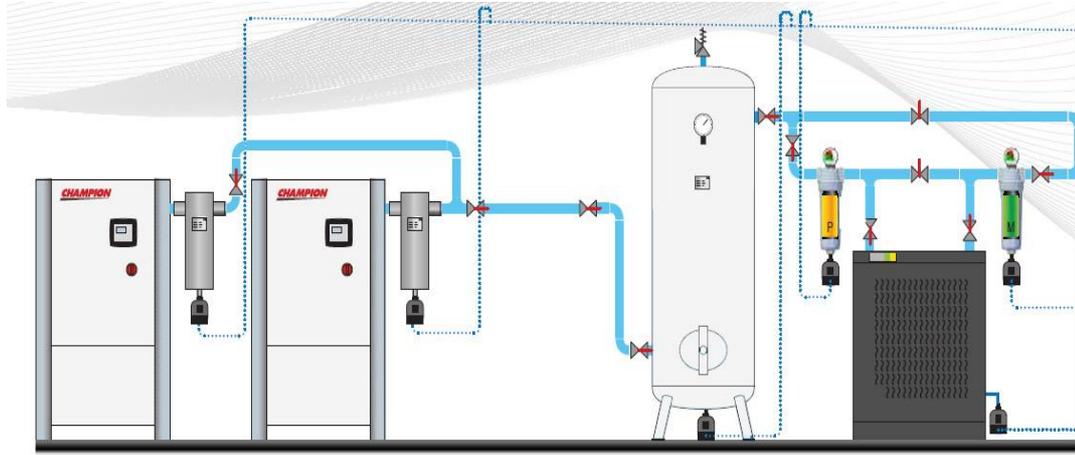


Figura 2. 1 Sistema de generación y tratamiento de aire comprimido

Fuente. (Kaeser, 2018)

2.2 Componentes Neumáticos

Son todos los elementos que permiten el mando y accionamiento de un circuito neumático para lograr una cierta aplicación.

Estos se pueden clasificar de acuerdo a su función dentro de la Neumática.

- Generadores
- Conductores y de Línea
- Distribuidores
- Actuadores
- Auxiliares Neumáticos

2.2.1. Generadores de aire comprimido

Son las máquinas destinadas a comunicar energía potencial al aire, mediante su compresión y almacenamiento en uno o más recipientes en los cuales queda confinado a la presión deseada. Desde estos recipientes, después de un mayor o menor tratamiento, el aire pasa a diferentes sistemas.

Se habla de compresores cuando la presión alcanzada sobrepasa los 3 bares. Por debajo de esta presión los denominamos soplantes. Si la presión obtenida es cercana a la atmosférica, entonces los denominamos ventiladores.

Para una determinada aplicación debemos seleccionar un compresor que por lo menos aspire 1,5 a 2 veces el aire consumido en el circuito neumático.

La otra variable decisoria para la elección del compresor es la presión de descarga que debe ser superior a la mínima necesaria para que los cilindros, motores, etc., hagan las funciones de mando y accionamiento. Para aplicaciones de automatización, tanto los caudales como las presiones son de tipo medio.

2.2.2 Clasificación de compresores

Según el sistema de compresión, los compresores se agrupan en las siguientes familias, los cuales se detallan a continuación:

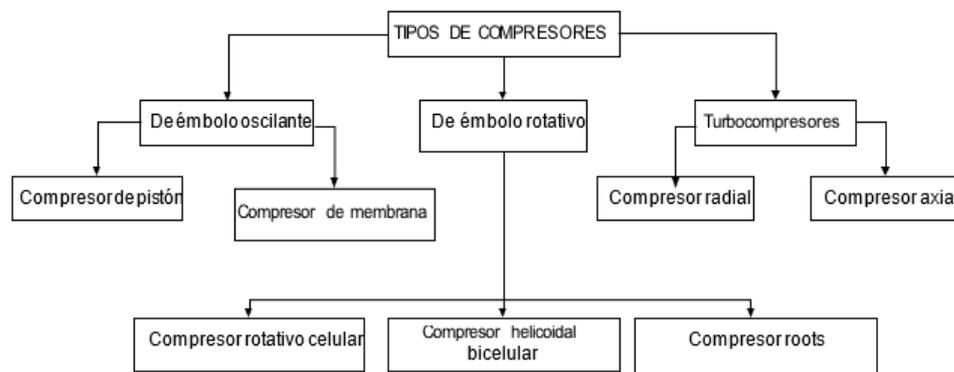


Figura 2. 2 Clasificación de los compresores

Fuente. El autor

De émbolo oscilante

Se puede decir que son los más generalizados; utilizan un sistema biela-manivela para transformar el movimiento rotativo del motor en movimiento de vaivén del émbolo. En este tipo de compresores, el aire es aspirado al interior de un cilindro, por la acción de un pistón accionado por una biela y un cigüeñal. Ese mismo pistón, al realizar el movimiento contrario, comprime el aire en el interior del mencionado cilindro, liberándolo a la red o a la siguiente etapa, una vez alcanzada la presión requerida.

La figura 2.3 muestra el compresor de émbolo oscilante.

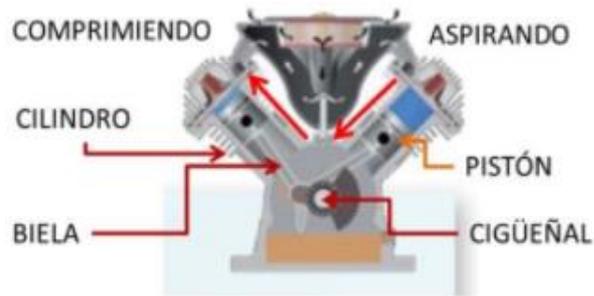


Figura 2. 3 Compresor émbolo oscilante

Fuente. (INTEC, 2018)

Se clasifican en:

1. Compresor de pistón
2. Compresor de diafragma o membrana

Compresor de pistón:

Los compresores de pistón pueden ser lubricados o exentos de aceite. En el caso de los compresores exentos, la cámara de aspiración y compresión queda aislada de cualquier contacto con el lubricante del compresor, trabajando en seco y evitando que el aire comprimido se contamine con los lubricantes del equipo. Es apropiado para comprimir a baja, media o alta presión. Su campo de trabajo se extiende desde unos 1 .100 kPa (1 bar) a varios miles de kPa. La figura 2.4 muestra el compresor de pistón.



Figura 2. 4 Compresor de pistón

Fuente. (Mundo Compresor, 2019)

Compresor de diafragma o membrana:

Este tipo forma parte del grupo de compresores de émbolo. Una membrana separa el émbolo de la cámara de trabajo; el aire no entra en contacto con las piezas móviles. Por tanto, en todo caso, el aire comprimido estará exento de aceite, la figura 2.5 muestra este tipo de compresor.



Figura 2. 5 Compresor de membrana

Fuente. (Mundo Compresor, 2019)

Compresor de émbolo rotativo:

Otro compresor de desplazamiento positivo es el que usa unos rotores de lóbulos o émbolos rotativos. Consisten en un émbolo que está animado de un movimiento rotatorio. El aire es comprimido por la continua reducción del volumen en un recinto hermético.

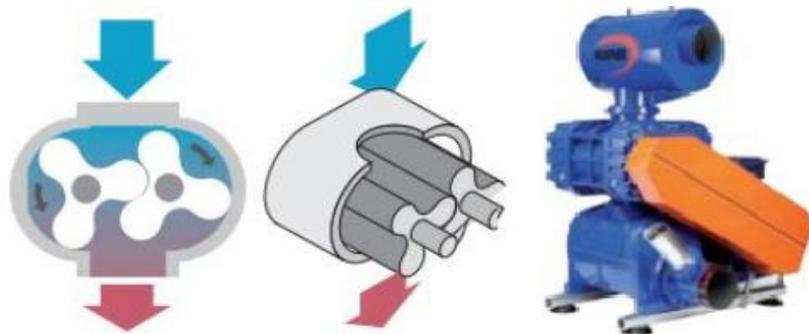


Figura 2. 6 Compresor de émbolo rotativo

Fuente. (Mundo Compresor, 2019)

El principio de funcionamiento está basado en el giro de dos rotores de lóbulos en el interior de la carcasa. Como se puede ver en la figura 2.6, los rotores giran de forma sincronizada y en sentido contrario, formando entre ellos unas cámaras en las que entra el aire.

Se clasifican en:

- Compresor rotativo multicelular
- Compresor rotativo bicelular
- Compresor Roots

Compresor rotativo multicelular:

Un rotor excéntrico gira en el interior de un cárter cilíndrico provisto de ranuras de entrada y de salida. El rotor está provisto de un cierto número de aletas que se deslizan en el interior de las ranuras y forman las células con la pared del cárter.

Cuando el rotor gira, las aletas son oprimidas por la fuerza centrífuga contra la pared del cárter, y debido a la excentricidad el volumen de las células varía constantemente. La figura 2.7 muestra el compresor rotativo multicelular.



Figura 2. 7 Compresor rotativo multicelular

Fuente. (Mundo Compresor, 2019)

Compresor rotativo bicelular:

El compresor rotativo posee un funcionamiento simple, el aire entra en una cámara sellada donde es atrapado entre dos rotores contrarrotativos. Pues,

cuando los rotores se engranan, reducen el volumen de aire atrapado y lo suministran el comprimido al nivel de presión correcto. La figura 2.8 muestra el compresor rotativo bicelular.

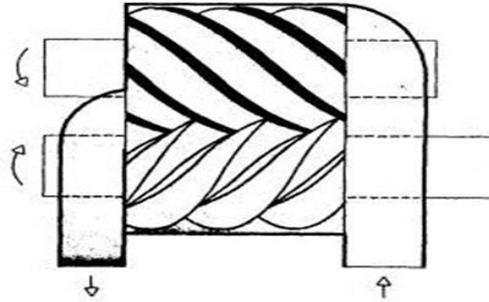


Figura 2. 8 Compresor rotativo bicelular

Fuente. (Instrumentación Industrial , 2008)

Compresor Roots:

Se conoce como compresor de doble rotor o de doble impulsor, porque trabaja con dos rotores acoplados, montado sobre ejes paralelos, para una misma etapa de compresión. La figura 2.9 muestra el compresor roots.



Figura 2. 9 Compresor Roots

Fuente. (Mundo Compresor, 2019)

Turbocompresores:

Este tipo de compresores trabajan según el principio de la dinámica de los fluidos y son adecuados para grandes caudales. Pues, se fabrican dos tipos, que son, axial y radial. El aire se pone en circulación por medio de una o

varias ruedas de turbina. Esta energía cinética se convierte en una energía elástica de compresión.

Se clasifican en:

- Compresor radial
- Compresor axial

Compresor radial:

El compresor radial ofrece un espacio mayor al aire, el cual obliga a la disminución de la velocidad del flujo de aire, originando así una transformación de la presión existente dentro del compresor.

Mediante la rotación de los alabes, comunican energía cinética y dirigen el flujo radialmente hacia fuera, hasta encontrarse con la carcasa del mismo, que lo retorna al centro cambiando su dirección.

La figura 2.10 muestra el compresor radial.

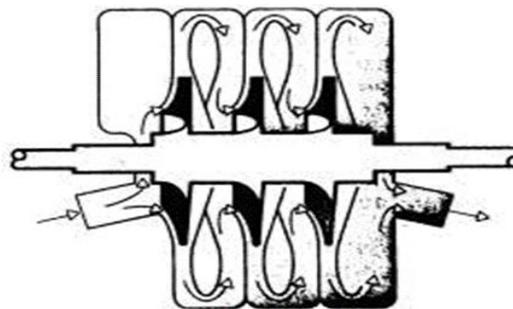


Figura 2. 10 compresor radial.

Fuente. (Tecnología, 2010)

Compresor Axial:

En este tipo de compresor, el flujo de aire es paralelo al eje o al árbol del compresor y no cambia de sentido como en los centrífugos de flujo radial. La figura 2.11 muestra el compresor axial.

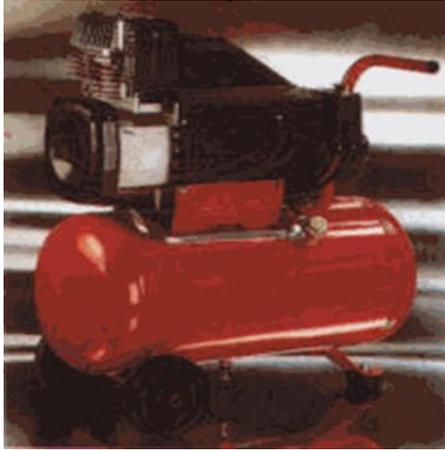


Figura 2. 11 Compresor axial

Fuente. (Mundo Compresor, 2019)

2.3 Secadores

2.3.1 Componentes conductores y de línea

2.3.1.1 Conductores o tubería

Todo movimiento de un fluido por una tubería produce una pérdida de presión, debido a su rugosidad y diámetro asociado. Asimismo, el material más usado en las tuberías de aire, es el acero y nylon.

La identificación es una parte importante del mantenimiento; según la norma UNE 1063 las tuberías que conducen aire comprimido deben ser pintadas de azul moderado UNE 48 1032.

El mantenimiento de la tubería de la red de aire no es mayor, excepto cuando existe fugas que se producen en las conexiones.

2.3.1.2 Clases de tuberías

Existen tres clases de tuberías para transportar el aire comprimido, los cuales se describen a continuación:

-Tubería Principal:

Es la línea que sale del conjunto de compresores y conduce todo el aire que consume el sistema. Debe tener la mayor sección posible para evitar pérdidas de presión y prever futuras ampliaciones de la red con su consecuente

aumento de caudal. La velocidad máxima del aire en la tubería principal es de 8 m/s.

-Tubería Secundaria:

Se derivan de la tubería principal para conectarse con las tuberías de servicio. El caudal que por allí circula es el asociado a los elementos alimentados exclusivamente por esta tubería.

También en su diseño se debe prever posibles ampliaciones en el futuro. La velocidad del aire en ellas no debe superar 8 m/s.

-Tubería de Servicio:

Son las que surten en sí los equipos neumáticos. En sus extremos tienen conectores rápidos y sobre ellas se ubican las unidades de mantenimiento.

Debe procurarse no sobre pasar de tres el número de equipos alimentados por una tubería de servicio. Con el fin de evitar obstrucciones se recomiendan diámetros mayores de 1/2" en la tubería. Puesto que generalmente son segmentos cortos las pérdidas son bajas y por tanto la velocidad del aire en las tuberías de servicio puede llegar hasta 15 m/s.

La figura 2.12 muestra las distintas tuberías para transportar aire comprimido.

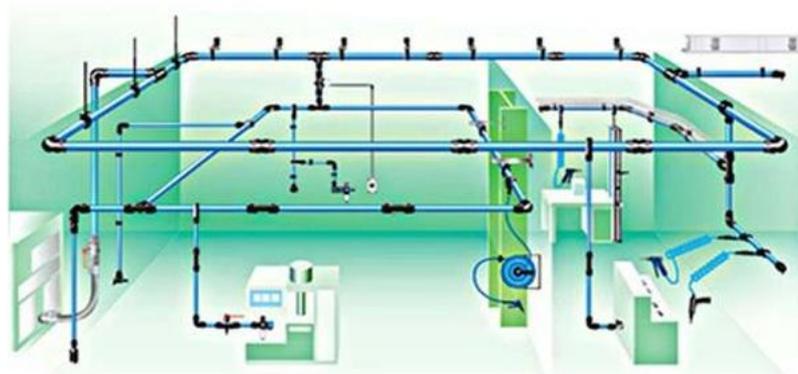


Figura 2. 12 Esquema de distribución de aire comprimido

Fuente. (Kaeser, 2018)

-Líneas de Fluido

Las líneas de fluido representan las conducciones y tuberías, por las cuales circula el aire comprimido y las mismas, se trazan en líneas perpendiculares y deben hacerse el mínimo de cruces. En los cruces de líneas, si no hay

conexión no hay señal especial; si hay conexión se señala un punto. El tipo de línea determina la función del aire en el circuito.

- Línea continua–alimentación o potencia
- Línea de trazos–líneas piloto auxiliares

La alimentación o suministro de aire se señala por medio de un pequeño círculo con un punto central y los escapes se señalan por medio de un pequeño triángulo.

Cuando hay varios elementos que forman una unidad, se traza una línea envolvente de trazo y punto alrededor.

La figura 2.13 muestra la simbología, según la norma DIN ISO 1219 para circuitos para componentes y sistemas accionados por fluidos.

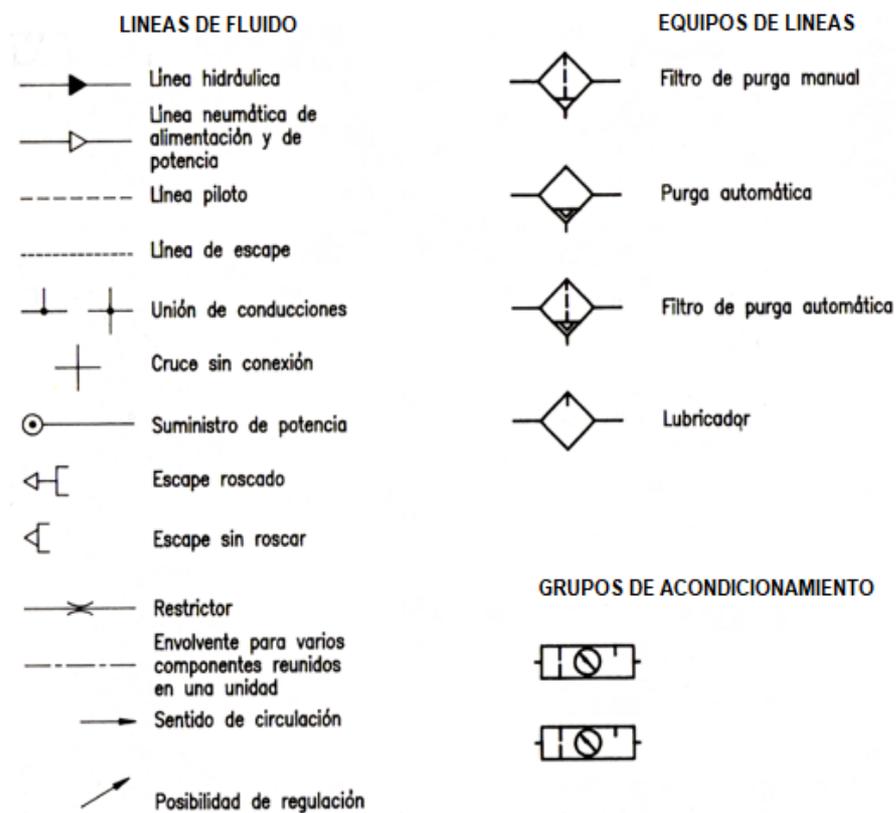


Figura 2. 13 Líneas de fluido

Fuente. (Electro Industria, 2018)

Los filtros y lubricadores se representan por medio de un cuadrado, situado de tal manera que las dos líneas de paso y conexiones son prolongaciones de su diagonal.

2.3.1.3 Equipos de línea o unidad de mantenimiento

a. Equipo para filtración

Para ser utilizado el aire comprimido en los sistemas neumáticos y para evitar que haya alguna avería, no puede conectarse a ellos, según sale del compresor.

No obstante, en el aire hay una serie de impurezas nocivas que hace que no funcione bien la instalación, por ello, es imprescindible eliminar dichas impurezas para evitar problemas futuros. A continuación, se puntualizan algunas impurezas:

Impurezas sólidas:

- Polvo de sílice
- Óxido de las conducciones (cascarillas).
- Virutas de goma.
- Residuos de cierres estancos.
- Hilachas de empaquetaduras de teflón.
- Residuos de aceites quemados.

Impurezas líquidas:

- Agua en fase líquida.
- Aceites lubricantes (más o menos quemados).

Impurezas gaseosas:

- Vapor de agua.
- Gases procedentes del calentamiento del aceite en el compresor.
- Gases varios.
- Microbios y bacterias.

Filtros:

Los filtros se diseñan para eliminar impurezas sólidas y líquidas. La figura 2.14 muestra este tipo de filtro.



Figura 2. 14 Filtros de línea

Fuente. (Direct Industry, 2018)

Filtros especiales

En algunas instalaciones es necesaria la utilización de filtros especiales. Entre estas aplicaciones se citan los siguientes:

- Medición y calibración neumática.
- Instrumentación neumática.
- Pulverización de pinturas.
- Fabricación de productos delicados.
- Industria alimentaria y farmacéutica.
- Equipos científicos.

Además, se utilizan filtros purificadores de aire, en los cuales hay tres procesos:

- Filtración centrífuga.
- Filtración mecánica.
- Filtración por carbón activo.

Las dos primeras etapas, son del mismo tipo que antes mencionadas. La etapa de filtración por carbón activo supone el paso del flujo de aire, mediante el cual absorbe los vapores de aceite, reteniéndolos en su propia masa. Asimismo, los cartuchos de carbón activo deben cambiarse cuando están saturadas. Estos filtros pueden retener hasta el 99,999% de partículas de 1 micrón (0,001 mm).

b. Regulador de Presión

La presión en línea, por sus variaciones de carga del compresor y a las diferentes puntas de consumo, puede variar. Los reductores de presión deben ajustarse por debajo del nivel mínimo de presión que adquiere la línea y a un nivel, en el cual los cilindros proporcionen la fuerza requerida por el sistema. La figura 2.15 muestra este tipo de equipo.



Figura 2. 15 Reductor de presión para aire comprimido

Fuente. (Kaeser, 2018)

2.3.2 Componentes Distribuidores

Los distribuidores neumáticos son los puntos sensibles del sistema central, formado por el conjunto de la instalación del automatismo neumático. Son los mismos los que controlan los impulsos que hacen moverse a los cilindros. Además, realizan una función amplificadora del nivel de potencia de las señales, procedentes de los sistemas gestores centrales (autómatas), secuenciadores electrónicos o mando repartido lógico.

Asimismo, los distribuidores con sus diferentes sistemas de mando, conducen el aire comprimido hacia los cilindros, actuadores de giro, bombas de vacío, para que éstos efectúen dentro del automatismo, la función encomendada.

Clasificación

Los componentes distribuidores se clasifican según el tipo de accionamiento, los cuales, se detallan a continuación:

a. Accionamiento mecánico:

Es el más simple de los accionamientos y el carrete del distribuidor es accionado directamente por la palanca de mando. Estos distribuidores pueden controlar un cilindro directamente, o bien pueden estar destinados a poner en marcha y parar un determinado sistema. En cualquiera de los casos, se trata de sistemas no complejos. La figura 2.16 muestra un componente distribuidor accionado mecánicamente.



Figura 2. 16 Válvula mecánica distribuidora

Fuente. (Mundo Compresor, 2019)

Es importante recalcar, que los accionamientos mecánicos poseen las siguientes variantes:

- Válvula distribuidora de 3/2 vías con palanca de rodillo, normalmente cerrada.
- Válvula distribuidora de 3/2 vías con palanca de rodillo, normalmente abierta.
- Válvula distribuidora de 3/2 vías con rodillo basculante, normalmente

abierta.

- Válvula accionada por obturación de fuga.
- Válvula de proximidad neumática, accionada magnéticamente.
- Válvula distribuidora de 3/2 vías con pulsador, normalmente cerrada.
- Válvula distribuidora de 3/2 vías con pulsador, normalmente abierta.
- Válvula distribuidora de 3/2 vías con selector o pulsador de seta, normalmente cerrada.
- Válvula distribuidora de 5/2 vías con interruptor de selección.

b. Accionamiento neumático:

En estos distribuidores, la acción mecánica sobre el carrete es sustituida por la acción del aire comprimido sobre éste como si se tratara de un pequeño cilindro. La figura 2.17 muestra un componente distribuidor accionado neumáticamente.

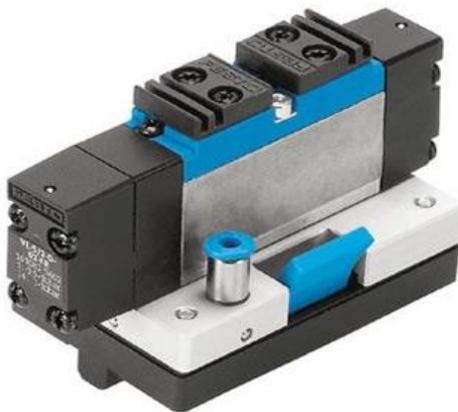


Figura 2. 17 Válvula neumática distribuidora

Fuente. (Mundo Compresor, 2019)

No obstante, los accionamientos neumáticos tienen las siguientes variantes:

- Válvula neumática distribuidora de 3/2 vías, normalmente cerrada.
- Válvula neumática distribuidora de 3/2 vías, normalmente abierta.
- Válvula neumática distribuidora de 5/2 vías.
- Válvula de impulsos neumáticos distribuidora de 5/2 vías.
- Válvula neumática distribuidora de 5/3 vías, centro cerrado.
- Módulo amplificador de baja presión de 2 etapas.

c. Accionamiento electroneumático:

Cuando en los circuitos neumáticos de un automatismo se necesita efectuar movimientos con multitud de cilindros, controles remotos, autómatas programables, etc., es indispensable utilizar distribuidores de mando eléctrico o electromagnético, como enlace entre ambas energías.

Por tanto, las electroválvulas y los electrodistribuidores son, los encargados de transformar las señales eléctricas en señales neumáticas.

En la situación actual de los automatismos, se puede decir que los electrodistribuidores son la familia más amplia de los componentes de automatismos.

La figura 2.18 muestra un componente distribuidor con accionamiento electroneumático.



Figura 2. 18 Válvula electroneumática distribuidora

Fuente. (Mundo Compresor, 2019)

Los accionamientos electroneumáticos tienen las siguientes variantes:

- Válvula de solenoide distribuidora de 3/2 vías, normalmente cerrada.
- Válvula de solenoide distribuidora de 3/2 vías, normalmente abierta.
- Válvula de solenoide distribuidora de 5/2 vías.
- Válvula de solenoide distribuidora de 5/2 vías.
- Válvula de solenoide distribuidora de 5/3 vías.

Los distribuidores tienen un carrete que se desplaza mediante accionamientos, porque el conjunto cuerpo-carrete define la función del distribuidor (2 vías/2 posiciones, 3 vías/2 posiciones, 5 vías/2 posiciones).

Sin embargo, existe distribuidores sin resortes que permanecen estables indefinidamente en la última posición de reposo alcanzado y hay otros, que disponen de resortes que empujan al carrete a una determinada posición cuando cesa la acción que les obligó a cambiar.

2.3.2.1 Criterios de selección de los componentes distribuidores

Para comprender más al diseño de automatismos, los distribuidores están agrupadas en diferentes aspectos, los cuales se describen a continuación:

- Función operativa dentro del circuito; se basa en el inicio de ciclo, final de carrera o como detector de presencia de un cilindro o mecanismo en una determinada posición, maniobra de dirección de un cilindro o de un cilindro de giro o de un motor rotativo y otros.
- Tamaño del distribuidor; se refiere al tamaño de roscas, pasos internos, los cuales, condiciona el caudal y, por lo tanto, la velocidad del actuador controlado.
- Función interna del distribuidor (número de vías); se determina según la maniobra que se desea en el actuador, teniendo en cuenta si éste es de simple, doble efecto, con bloqueo o con libertad de movimientos en posiciones intermedias, etc.
- Condiciones ambientales de la situación real del distribuidor dentro del mecanismo y de la máquina o de la instalación.
- Resistencia a las vibraciones e impactos.

2.3.3 Componentes Actuadores

Los elementos neumáticos alcanzan velocidades de trabajo muy altas, pero debido a la compresibilidad del aire, su regulación no es constante.

Los esfuerzos de los actuadores neumáticos tienen un techo alto, aunque inferior a los hidráulicos. Los actuadores neumáticos tienen su campo de aplicación en el rango de movimientos rápidos y potentes.

2.3.3.1 Cilindros Neumáticos

El costo es muy alto de producir movimiento lineal con componentes mecánicos y eléctricos, es por ello, que gracias a la energía que genera el aire comprimido se da la fuerza necesaria a los cilindros para producir el mismo movimiento lineal, incluso en movimiento vaivén, a menor costo y con grandes beneficios. Además, si se le añade motores neumáticos al proceso, los pistones tendrán la opción de movimiento de giro.

A continuación, se puede conocer los principales modelos de cilindros neumáticos y cuáles son sus funciones.

- Cilindro de simple efecto

Según (Barrios, 2018), estos cilindros poseen una sola conexión de aire comprimido y no pueden realizar trabajos más que en un sentido. Se necesita aire sólo para un movimiento de traslación. El vástago retorna por el efecto de un muelle incorporado o de una fuerza externa.

Igualmente, en este tipo de cilindro se aplica aire comprimido por una sola cámara y una vez expulsado el aire de la cámara, el vástago vuelve a su posición inicial por medio de un muelle de retroceso incorporado. Estos cilindros se aplican principalmente para sujetar piezas o en operaciones de montaje. La figura 2.19 muestra el cilindro de simple efecto.



Figura 2. 19 Cilindro de simple efecto

Fuente. (FORPRO, 2017)

- Cilindro de doble efecto

La fuerza ejercida por el aire comprimido anima al émbolo, en cilindros de doble efecto, a realizar un movimiento de traslación en los dos sentidos. Se

dispone de una fuerza útil tanto en la ida como en el retorno.

Los cilindros de doble efecto se emplean principalmente en los casos, en que el émbolo tiene que realizar una misión también al retornar a su posición inicial. En principio, la carrera de los cilindros no está limitada, pero hay que tener en consideración la desviación y doblado que puede sufrir el vástago salido.

Además, en este caso, sirven de empaquetadura los labios y émbolos de las membranas. (Barrios, 2018)

Asimismo, los cilindros pueden ser con amortiguación regulable en ambos sentidos de trabajo, como se puede en la figura 2.20, esta característica permite reducir la velocidad del émbolo antes que llegue al final de carrera (cuando ésta es demasiado alta), para evitar que se dañe el cilindro o los elementos arrastrados.



Figura 2. 20 Cilindro de doble efecto

Fuente. (Buenache, 2010)

- Cilindro de un vástago

La fuerza del vástago es menor en el retroceso que en el avance, debido a la diferencia de superficies del émbolo, ya que del lado izquierdo la superficie del mismo está disminuida por la presencia del eje.

- Cilindro de doble vástago

Este tipo de cilindros tiene un vástago corrido hacia ambos lados. Por tanto, la guía del vástago es mejor, porque dispone de dos cojinetes y la distancia entre éstos se mantiene constante. Por eso, este cilindro puede absorber

también cargas laterales pequeñas. (Barrios, 2018). La figura 2.21 muestra el cilindro de doble vástago.

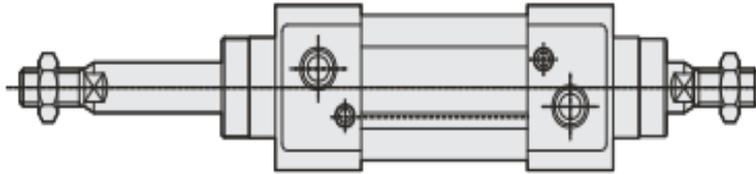


Figura 2. 21 cilindro de doble vástago

Fuente. (Barrios, 2018)

- Cilindro multiposicional

Este cilindro está constituido por dos o más cilindros de doble efecto. El número de posiciones finales de un cilindro por el exponente del número de cilindros acoplados, da el número de posiciones. Por ejemplo, con dos cilindros, se tiene cuatro posiciones posibles. La figura 2.22 muestra el cilindro multiposicional.



Figura 2. 22 cilindro multiposicional.

Fuente.

- Cilindro Tándem

Está formado de dos cilindros de doble efecto que forman una unidad. Pues, gracias a esta disposición, al aplicar simultáneamente presión sobre los dos émbolos se obtiene en el vástago una fuerza de casi el doble de la de un cilindro normal M mismo diámetro. Se utiliza cuando se necesita fuerzas importantes y se dispone de un espacio determinado, no siendo posible utilizar cilindros de un diámetro mayor. La figura 2.23 se puede ver el cilindro tándem.

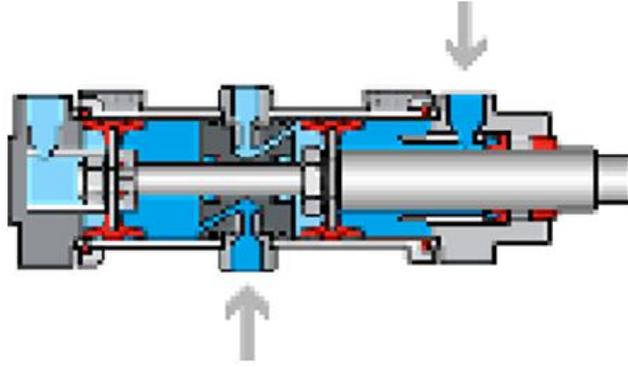


Figura 2. 23 Cilindro tándem

Fuente. (Barrios, 2018)

- Cilindro giratorio

Con estos cilindros se convierte el movimiento lineal en circular oscilante por medio de un dispositivo mecánico. La figura 2.24 muestra este tipo de cilindros giratorios.



Figura 2. 24 Cilindro giratorio

Fuente. (FORPRO, 2017)

2.3.4 Actuadores Giratorios

Los actuadores giratorios constituyen una forma eficaz y fácil para generar un par de apriete con aire comprimido en espacios reducidos. Es más, son ideales para el uso en aplicaciones compactas en una amplia gama de industrias, como embalaje, procesos, electrónica, entre otros. (Parker Hannifin España SA, 2011)

También se puede decir, que el actuador giratorio es compacto y ofrece pares elevados. La fuerza se transmite al vástago por una paleta que gira. La

amplitud es regulable entre dos toques. El ángulo puede ajustarse entre 0° y 180° . El sistema de toques ajustables es independiente de la paleta de rotación. Esto hace que la fuerza del tope sea absorbida exteriormente por bloques. En las posiciones finales, los impactos son amortiguados por toques elásticos.

La figura 2.25 muestra un actuador giratorio y su vista en corte.



Figura 2. 25 Actuador giratorio

Fuente. (FESTO, 2018)

Actuador lineal sin vástago

La corredera de este actuador de doble efecto sin vástago, se controla aplicando aire comprimido alternativamente a sus entradas. En este tipo de actuador lineal, la fuerza del émbolo se transmite a la corredera por una ranura estanca en el cilindro. Esta construcción impide la torsión de la corredera como se puede ver en la figura 2.26.



Figura 2. 26 Actuador lineal sin vástago

Fuente. (FESTO, 2019)

Doble cilindro de doble efecto unidos por yugos

Este cilindro doble dispone de dos pistones colocados uno junto al otro y está conectado con un yugo. Esta combinación garantiza una seguridad de giro torsión elevada al colocar o transportar herramientas o elementos de construcción. Además, este principio de doble pistón ofrece el doble de fuerza en el mismo nivel de montaje que un cilindro estándar, como se puede ver en la figura 2.27.



Figura 2. 27 . Doble cilindro con vástagos dobles, unidos por yugo

Fuente. (Barrios, 2018)

2.3.5 Motores Neumáticos

Un motor neumático, llamada también motor de aire comprimido, es un tipo de motor que realiza un trabajo mecánico por expansión de aire comprimido. Los motores neumáticos normalmente convierten el aire comprimido en trabajo mecánico, a través de un movimiento lineal o esencialmente rotativo.

Los motores neumáticos son una fuente versátil de potencia, la cual puede usar clases de operaciones, donde se necesita un arrastre mediante giro. Estos tienen muchas ventajas sobre los motores eléctricos y algunas veces llegan a ser el único método factible de operación. Además, son ideales para operaciones de mezclado, bandas transportadoras y entornos libres de chispa eléctrica. (Morales, 2017)

No obstante, se clasifican en los grupos de motores de paletas, de émbolos, de engranajes y turbinas. En la figura 2.28 se puede ver un motor neumático.

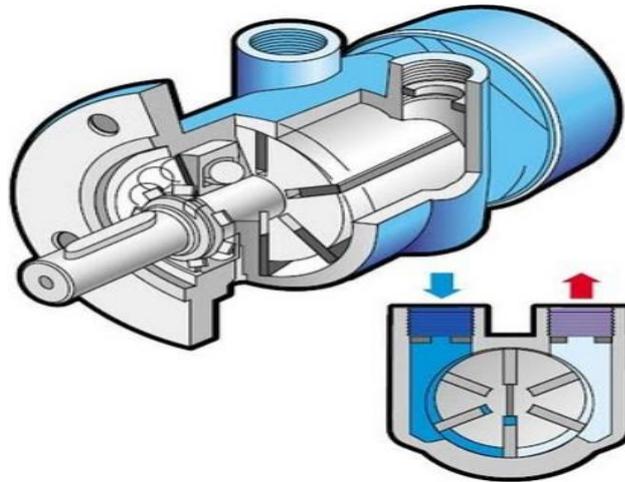


Figura 2. 28 Motor Neumático

Fuente. (Morales M. , 2010)

2.3.5.1 Mandos Neumáticos

Los mandos neumáticos están formados por elementos de señalización, elementos de trabajo y elementos de mando. Asimismo, el equipo neumático está constituido por una o varias cadenas de mando, empleadas para la resolución de un determinado sistema. En neumática están los circuitos de regulación y cadenas de mando (véase la fig. 2.29) pero los circuitos neumáticos de regulación constituyen una minoría numérica absoluta comparados con los equipos neumáticos de mando, los cuales se detallan a continuación.

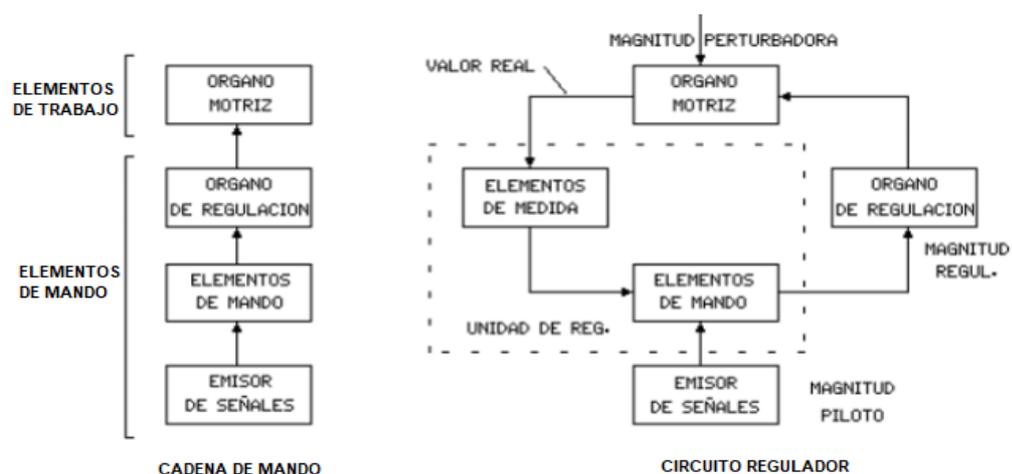


Figura 2. 29 Mandos neumáticos y sus elementos

Fuente. (Serrano, 2015)

Cadena de mando

Sistema de influencia de las magnitudes con desarrollo del efecto en forma de cadena abierto. Para poder producir el mando se necesita energía de mando, pudiendo accionarse por medios mecánicos, eléctricos, hidráulicos, o neumáticos. Una cadena de mando puede estar formada por válvulas de vías y cilindros, reuniendo la válvula todas las condiciones de un órgano emisor de señales, de mando y regulador.

Circuito de regulación

Sistema de influencia de las magnitudes con desarrollo del efecto en línea cerrada.

Además, es importante saber con qué válvulas de vías pueden mandarse los distintos cilindros o motores de aire comprimido.

2.3.5.2 Componentes Auxiliares Neumáticos

Entre los componentes auxiliares neumáticos se puede citar los siguientes:

Válvula antirretorno

La válvula antirretorno, también llamadas válvulas de retención, válvulas uniflujo o válvulas check, tienen como finalidad cerrar por completo el paso de un fluido en circulación, ya sea gaseoso o líquido, en un sentido y dejar paso libre en el contrario. También, tienen la misión de impedir el paso del aire en un sentido y dejarlo pasar en sentido opuesto. . La figura 2.30 muestra una válvula antirretorno.

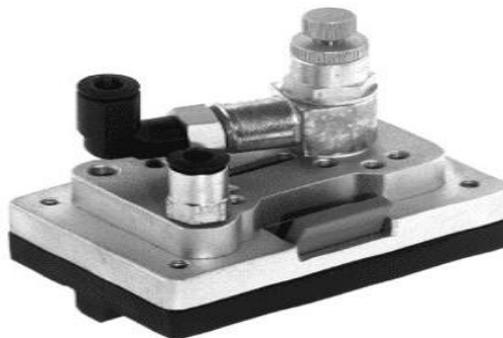


Figura 2. 30 Válvula antirretorno

Fuente. (Serrano, 2015)

La obturación del paso puede lograrse con una bola, membrana, entre otros, impulsados por la propia presión de trabajo o bien con la ayuda complementaria de un muelle (Serrano, 2015)

Las aplicaciones clásicas de estas válvulas pueden ser la retención de una carga en alto por medio de un cilindro neumático en el caso de fallo en el suministro de aire comprimido y mantener cargado un depósito acumulador en mandos de emergencia.

Válvula selectora de un circuito

Estas válvulas permiten la llegada de aire a un circuito procedente de dos mandos diferentes. También son llamadas funciones «O» cuando se contempla su función lógica. La figura 2.31 muestra este tipo de válvula.



Figura 2. 31 Válvula selectora

Fuente. (FESTO, 2018)

Válvula de simultaneidad

La válvula de simultaneidad tiene la función lógica «Y» (AND). Dicha válvula tiene dos conexiones de entrada y una de salida. La señal de salida sólo se obtiene cuando se aplican las dos señales de entrada simultáneamente. Si cualquiera de las dos señales de entrada no está presente, no se produce la señal de salida.

La figura 2.32 muestra la válvula de simultaneidad.



Figura 2. 32 Válvula de simultaneidad

Fuente. (FESTO, 2018)

Limitadores de presión

Una válvula limitadora o estranguladora de presión, es aquella en la cual el escape del fluido es impedido favorablemente por un disco, directamente cargado por un resorte, un peso directo, o una palanca con un peso en su extremo. En el campo del aire comprimido, el resorte es el único empleado normalmente. La figura 2.33 muestra este elemento auxiliar neumático.



Figura 2. 33 Limitadores de presión

Fuente. (Serrano, 2015)

Válvula de escape rápido

Esta válvula consta de un disco de bordes afilados en el interior de un cuerpo de válvula; cuando el aire procedente de un distribuidor accede desplaza el émbolo que, con un pequeño recorrido, cierra un orificio. En esta posición el aire comprimido deforma los bordes de la clapeta y sale por el orificio hacia el cilindro.

Cuando el distribuidor en su maniobra pone a escape el orificio 1, la presión confinada, en contacto con el orificio 2, hace retroceder a la clapeta

abriéndose a la atmósfera el orificio 3, permitiendo su escape brusco al exterior (FESTO, 2019).

La figura 2.34 muestra una válvula de escape rápido.



Figura 2. 34 Válvula de escape rápido en sección

Fuente. (Mundo Compresor, 2019)

Presóstato

Presóstato o interruptor eléctrico accionado por presión, son aquellos componentes en los cuales la presión actúa sobre un pistón o membrana que al empujar un resorte regulable acciona un contacto eléctrico que cierra, abre o conmuta un circuito. La figura 2.35 muestra un presóstato. En cuanto a su misión en los circuitos, se ve que los presóstatos tienen una función opuesta a las electroválvulas:

- Un presóstato convierte las señales neumáticas en señales eléctricas.
- Una electroválvula convierte las señales eléctricas en señales neumáticas.

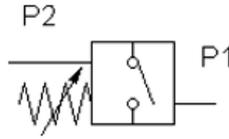


Figura 2. 35 Presóstato o interruptor eléctrico accionado por presión

Fuente. (Direct Industry, 2018)

Interruptor de presión diferencial

El interruptor de presión diferencial puede utilizarse como presóstato (conexión P1), como vacuostato (conexión P2) o como interruptor de presión diferencial (P1-P2), como se puede observar a continuación.



Cuando la diferencia de presiones entre P1 y P2 sobrepasa los valores ajustados, se abre o cierra el correspondiente circuito conmutador.

La figura 2.36 muestra un interruptor de presión diferencial.

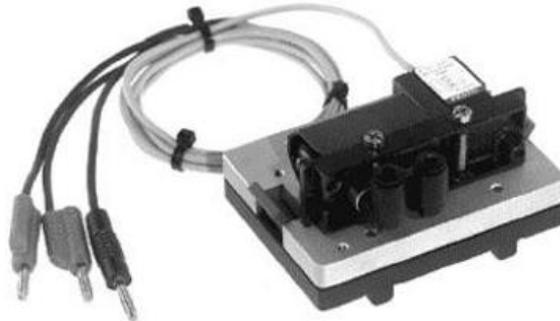


Figura 2. 36 Interruptor de presión diferencial

Fuente. (Mundo Compresor, 2019)

2.3.5.3 Equipos de tratamiento de aire comprimido

Los completos sistemas de aire comprimido no solo proporcionan la compresión de aire, sino una gama completa de sistemas de tratamiento de aire, los cuales se detallan a continuación:

- Secadores frigoríficos
- Secadores de absorción
- Drenajes de condensado
- Separadores de agua/aceite
- Separadores de condensado
- Recipientes a presión
- Torres de carbón activado

- Generadores de nitrógeno

Secadores frigoríficos

Instalados para reducir o eliminar el condensado del aire comprimido, los secadores refrigerados son esenciales para la salud y el rendimiento de una red de aire comprimido. La función principal de cualquier secador es mejorar la calidad del aire, aunque las exigencias modernas significan que este rendimiento no debe ir en detrimento de la eficiencia energética.

Secadores de absorción

Dentro de las tecnologías de secado por adsorción, cada una de las cuales está diseñada para satisfacer las necesidades específicas del usuario para ofrecer valores de punto de rocío de -70 grados. En el corazón de cualquier solución de aire inteligente se encuentra el secador, que se utiliza para eliminar el vapor de agua, detener la condensación y prevenir la corrosión. Los secadores de adsorción inhiben el crecimiento de microorganismos (Direct Industry, 2018).

Drenajes de condensado

Se necesitan drenajes en todos los separadores, filtros, secadores y receptores para eliminar el condensado líquido del sistema de aire comprimido. Los desagües defectuosos pueden permitir que fluyan bolsas de humedad aguas abajo que pueden sobrecargar el secador de aire y dañar el equipo de uso final. Por aquello es vital los drenajes de condensado lo que contribuye al ahorro de energía sustancial en general.

Separadores de aceite/agua

Las leyes y regulaciones ambientales locales establecen que el condensado drenado de los sistemas de aire comprimido no puede regresar al sistema de alcantarillado debido al contenido de aceite lubricante del compresor. Los separadores de agua/aceite son una de las soluciones más efectivas y económicas. El proceso de separación de varias etapas que utiliza filtros oleófilos y carbón activado garantiza un rendimiento excepcional y un funcionamiento sin problemas.

Separadores de condensado

Los separadores de condensado de ciclón utilizan un movimiento centrífugo para expulsar el agua líquida del aire comprimido. El giro hace que el condensado se una en las paredes de los separadores centrífugos cuando el condensado gana suficiente masa para ser recogido y eliminado de la red.

Recipientes a presión

Los recipientes a presión juegan un papel muy importante en el sistema de aire comprimido, proporcionando un lugar para que el agua y el lubricante se asienten de la corriente de aire comprimido, satisfaciendo las demandas máximas del aire almacenado, reduciendo las frecuencias de ciclo de carga/descarga o arranque/parada y ayudando con un mejor compresor control para una presión del sistema más estable.

Torres de carbón activado Las torres de carbón

El carbón activado elimina los vapores y olores de hidrocarburos del aire comprimido. Las torres están llenas de adsorbente de carbón activado que adsorbe los contaminantes en la superficie de sus poros internos. Las torres de carbón activado se utilizan en aplicaciones donde el contenido de vapores de aceite debe reducirse al mínimo.

Generadores de nitrógeno

Los generadores de nitrógeno extraen el nitrógeno disponible en el aire ambiente de los otros gases aplicando la tecnología de adsorción por cambio de presión (PSA). Durante el proceso de PSA, el aire ambiente comprimido y limpio se conduce a un lecho de tamiz molecular, que permite que el nitrógeno pase como un gas producto, pero adsorbe otros gases.

2.3.6 Auditoría energética de aire comprimido

La auditoría energética es una herramienta principal para la eficiencia y ahorro energético. Consiste en realizar ciertos procedimientos a través del cual, se hace un estudio objetivo del estado energético de una instalación, edificio u organización.

El aire comprimido se basa es una energía que se utiliza mucho en las actividades productivas de las industrias, donde existen numerosas aplicaciones. Por tanto, la facilidad y practicidad de la utilización del aire comprimido, hace que su uso se incremente a lo largo de la evolución de las empresas y ahí viene la idea para que los técnicos de *Worthington Internacional Compresores* puedan realizar estudios más exhaustivos para lograr que la energía consumida en la compresión del aire sea la menor posible.

Sin embargo, comprimir el aire tiene un costo elevado, ya que intervienen diferentes factores:

1. Amortización de los equipos (compresores, secadores, filtros, purgadores, separadores de condensados, depósitos, instalaciones, entre otros)
2. Costos de mantenimiento.
3. Costo de la energía para generar el aire necesario y para dar la calidad precisa para cada aplicación.

De los tres puntos mencionados, el que tiene una mayor incidencia es el tercero, ya que un periodo de funcionamiento de cinco años representa el 77% del costo total.

El precio de la energía está en aumento de manera continua y en las perspectivas futuras no hay indicios de que esta tendencia se desacelere, sino todo lo contrario. Por todo ello, tienen un gran interés todas las gestiones encaminadas a disminuir dicho costo. La figura 2.37 muestra un esquema de ahorro de energía.

Las auditorías energéticas de las instalaciones de aire comprimido analizan de la forma más exacta la situación actual del rendimiento, para que posteriormente informe los resultados del estudio realizado y de esa manera, se puedan realizar las mejoras oportunas en vistas a optimizar el rendimiento energético de la instalación.

A continuación, se especifican los pasos a seguir:

- 1- Medición del consumo de aire comprimido de la forma más precisa posible
- 2- Medición de la potencia absorbida para comprimir el aire consumido
- 3- Medición de la presión de la red
- 4- Calcular la potencia específica de la instalación

Una vez realizadas las mediciones oportunas, se comprueba si los valores obtenidos están dentro de unas ratios aceptables y en el supuesto de que no fuera así, dictaminar las causas de dicha anomalía y subsanarla.

Los puntos que hay que incidir para mejorar el rendimiento de una instalación se pueden dividir en los siguientes apartados:

Compresores

- Verificar individualmente el sistema de regulación y su correcto funcionamiento.
- Tiempo de puesta en vacío y parada automática, después de estar en vacío.
- Rendimiento individualizado de cada compresor de la instalación.
- Sistema de gestión del conjunto de compresores, cuando haya más de una unidad

Sala de compresores

- Comprobar la temperatura de aspiración de los compresores y la diferencia respecto a la temperatura ambiente.
- Verificar la calidad del aire aspirado.
- Medir la diferencia de presión atmosférica existente en la sala respecto a la existente en el exterior.

Instalación red de aire

- Verificar las pérdidas de carga.
- Medir las fugas de aire de la instalación.
- Verificar el sistema de purgas y su eficacia.

- Comprobar las dimensiones y fiabilidad de los equipos de tratamiento de aire, filtros, secadores, depósitos.

2.3.7 Caso de estudio: auditoría energética de aire comprimido

El objetivo será un informe que permita detectar oportunidades de mejora para lograr importantes ahorros económicos, así como conocer más y mejor como está operando el Sistema para tomar decisiones preventivas en lo inmediato y generar un plan de optimización de todo el Sistema a mediano y/o largo plazo

Considere el caso representado en la figura 2.37 como ejemplo. Cuando la demanda de flujo diario tiene una variabilidad de hasta el 90% de la demanda máxima de aire, el estudio compara el consumo de energía de seis soluciones alternativas en términos de número de compresores instalados, tamaños de compresores y tipos de tecnologías de compresión (es decir, centrífugas sin aceite y rotativo sin aceite).



Figura 2. 37 Perfil de flujo de alta variabilidad 90% durante un período de 24 horas

Fuente. (Piccardo, 2017)

La influencia del sistema de control de un compresor de aire y sus diferentes lógicas de control también se tiene en consideración en el análisis.

El consumo de energía de las mismas seis soluciones se compara después con diferentes patrones de demanda de aire, para simular el comportamiento de los seis sistemas en el caso de diferentes necesidades de producción (es decir, también se consideran otros cuatro patrones de demanda de aire diaria con diferente variabilidad).

Selección de la solución de aire comprimido adecuada

Existen diferentes tecnologías de compresión y cada una tiene sus propias ventajas y desventajas, dependiendo de la aplicación particular, rango operativo, potencia, capacidad y otros aspectos.

Sin embargo, cuando un sistema de aire requiere grandes cantidades de aire y la demanda de aire fluctúa mucho durante el día, es una creencia común entre los usuarios finales que solo el uso de grandes compresores de tornillo de velocidad variable puede brindar grandes oportunidades de ahorro al igualar exactamente el flujo de aire comprimido entregado a la demanda de un sistema.

El propósito de este estudio es comparar y evaluar seis soluciones de aire comprimido diferentes cuando la demanda de aire fluctúa mucho. El estudio consideró cinco perfiles de flujo variable, como se muestra en las figuras 2.37 a 2.41, para definir algunas pautas para ayudar a los usuarios finales a seleccionar el mejor sistema para su aplicación.

2.3.8 Estudios de casos relacionados

En el caso N° 1 (Fig. 2.37), la demanda de aire fluctúa mucho entre los turnos de día y noche, desde aproximadamente 30 m³/min a 220 m³/min, lo que representa una variabilidad del 90% del flujo.

Los otros cuatro casos analizados se muestran en las Figuras 2.38 a 2.41 y son representativos de:

Caso N°2 (Fig. 2.38): Otro espectro altamente variable con 90% de variabilidad, pero en comparación con el Caso N° 1, se solicita un flujo menor

que el promedio durante solo el 30% del tiempo. Este espectro es típico de una producción con un turno nocturno de ocho horas con baja demanda de aire y dos turnos diurnos de ocho horas con alta demanda de aire.



Figura 2. 38 Perfil de flujo de alta variabilidad 90% durante un tiempo medio

Fuente. (Piccardo, 2017)

Caso N°3 (Fig. 2.39): Similar a los Casos N°1 y N°2 pero con menor variabilidad que antes (alrededor del 65 por ciento del flujo máximo en lugar del 90 por ciento). Para diferenciarlo de los dos casos anteriores, lo llamamos un caso con variabilidad media. En cuanto al Caso No. 1, esta variabilidad ocurre durante un tiempo prolongado, ya que se solicita un caudal menor al promedio durante aproximadamente el 50 por ciento del tiempo.

Caso N°4 (Fig. 2.40): Un patrón de flujo de variabilidad media (aproximadamente 65 por ciento del flujo máximo, como el Caso No. 3); en comparación con el caso núm. 3, se solicita un caudal menor que el promedio sólo el 30 por ciento del tiempo.

Caso N°5 (Fig. 41): Un patrón de flujo de baja variabilidad con una variabilidad de solo aproximadamente el 30 por ciento del flujo máximo durante todo el día, representativo de 24 horas por día - producción casi constante.

2.3.9 Soluciones de compresores que ahorran energía

Desde el punto de vista del consumo de energía, existen 6 soluciones alternativas de compresores para las situaciones descritas en los casos 1-5:

- La solución A considera un compresor centrífugo y un compresor de tornillo de velocidad variable grande (700 kW), cuyo flujo máximo es la mitad de la demanda de flujo máximo del sistema.
- La solución B utiliza dos compresores centrífugos, cuyo flujo máximo es la mitad de la demanda de flujo máxima del sistema. Se sabe que los compresores centrífugos pueden diseñarse para obtener la mejor eficiencia con un rango de regulación más pequeño o un rango de regulación amplio, llamado también *turndown*, con una eficiencia de diseño más baja. En esta segunda solución, los compresores están diseñados para una máxima eficiencia y tienen el control de reparto de carga más reciente y eficiente.
- La solución C utiliza dos compresores centrífugos diseñados con un amplio rango de regulación. Además, en esta solución, al igual que para todas las siguientes soluciones con múltiples compresores centrífugos, los compresores centrífugos tienen un control de reparto de carga, ya que este sistema de control siempre permite reducir el soplado de los compresores centrífugos ampliando el rango de regulación del sistema.
- La solución D considera tres compresores centrífugos, cuyo flujo máximo es un tercio de la demanda de flujo máximo del sistema. Está diseñado para un amplio control de reducción y distribución de carga.
- La solución E considera tecnologías mixtas, pero en este caso hay dos compresores centrífugos con control de carga compartida y un pequeño compresor de tornillo de velocidad variable (160 kW). En este escenario, los compresores no están controlados por un programador. Esto significa que el pequeño compresor de tornillo de velocidad variable se utiliza solo para cubrir las demandas máximas de aire.

- La solución F utiliza los mismos compresores que en E, pero en este caso los tres compresores están controlados por un programador. El programador permite que el sistema funcione, por ejemplo, para cargar, descargar o apagar, cada compresor de acuerdo con un programa predefinido para optimizar el sistema desde varios puntos de vista; en este caso, desde el punto de vista del consumo energético.

Volviendo al perfil de flujo original en la Fig. 2.39 la Solución A, con un compresor centrífugo y un compresor rotativo grande de velocidad variable, puede coincidir exactamente con el flujo solicitado por el sistema. Por ello, es una combinación inmejorable, ya que no hay pérdida de aire. Sin embargo, lo que se debe establecer es, si también es la solución más eficiente desde el punto de vista del consumo energético.

El uso de un solo compresor centrífugo con un flujo máximo igual a la demanda máxima del sistema no es una solución viable, debido a la gran cantidad de aire desperdiciado, como se muestra en la Fig. 2.39. Por esta razón, esta configuración no se incluyó entre las anteriores soluciones mencionadas.



Figura 2. 39 Purga de aire con un solo compresor centrífugo de 220 m³/min.

Fuente. (Piccardo, 2017)

Cuando se instalan varios compresores centrífugos en un sistema, es posible reducir la descarga de los compresores centrífugos con la instalación de un sistema de control de carga compartida. Las figuras 2.43 y 2.44 muestran la diferencia, en términos de rango de regulación de dos compresores idénticos, cuyo caudal máximo es la mitad de la demanda máxima de aire del sistema, sin y con sistema de control de reparto de carga.

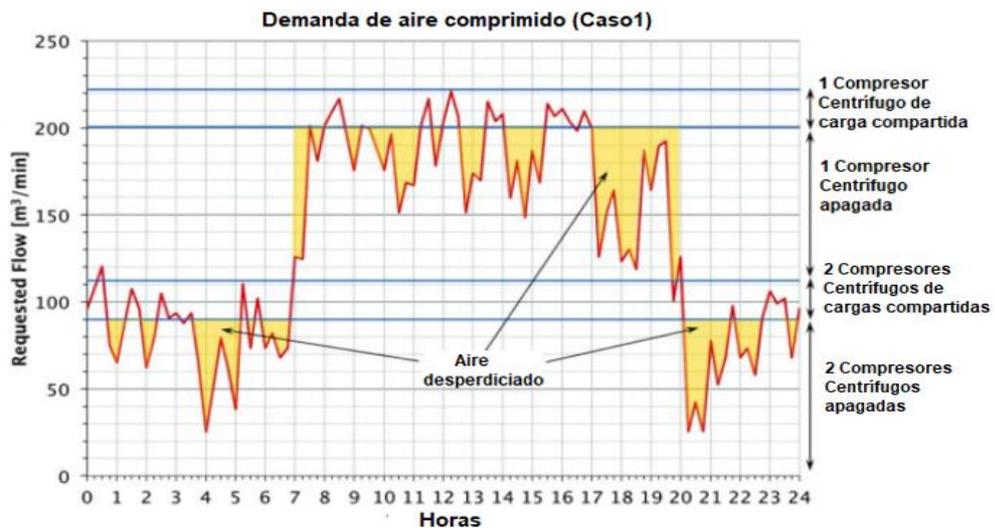


Figura 2. 40 Purga de aire con dos compresores centrífugos de 110 m³/min sin control de reparto de carga

Fuente. (Piccardo, 2017)



Figura 2. 41 Purga de aire con dos compresores centrífugos de 110 m³/min con control de reparto de carga

Fuente. (Piccardo, 2017)

En el caso de una demanda de flujo variable más allá del rango de regulación natural, también llamado "turn-down" de un compresor centrífugo, el uso de un sistema de control de carga compartida de última generación siempre es beneficioso cuando dos o más centrífugas. Los compresores se utilizan en un sistema, ya que se reduce la salida de aire.

Cada una de las soluciones detalladas en las Soluciones B a F, permite que el sistema tenga una cantidad diferente de aire desperdiciado. En algunos casos, como la Solución F (Fig. 2.42), la salida de aire es mínima. Está muy cerca de la purga cero en la Solución A, utilizando un compresor centrífugo y un compresor de tornillo de velocidad variable grande. Por lo tanto, no es la minimización del escape de aire lo que determina los mejores sistemas, sino la minimización del consumo de energía.

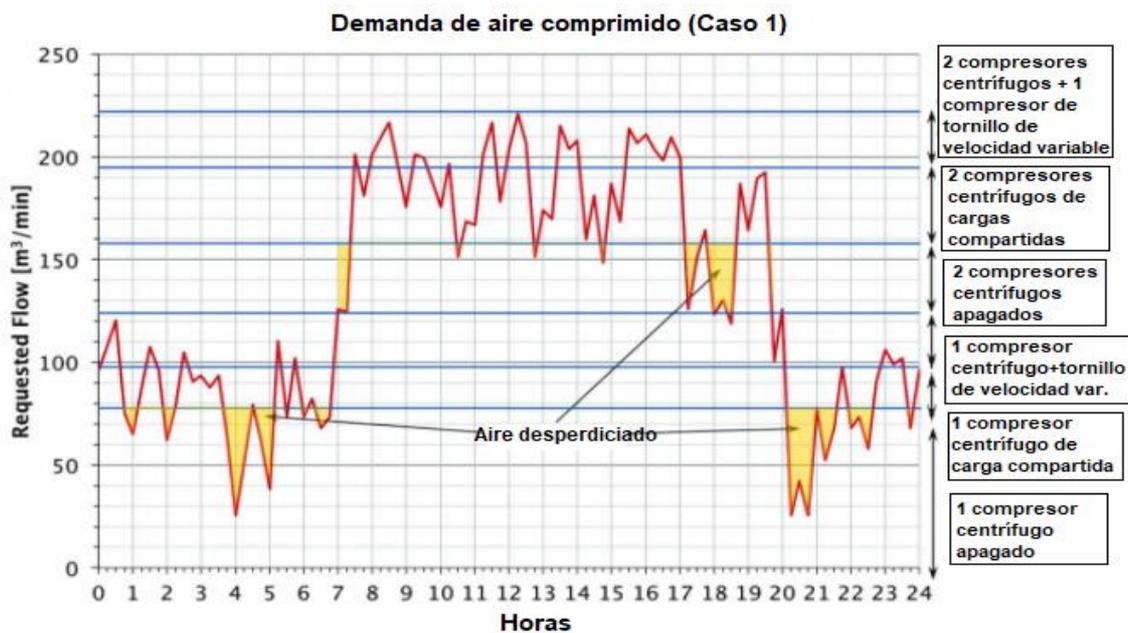


Figura 2. 42 En la Solución F, purga de aire con dos compresores centrífugos de 100 m³/min diseñados para máxima eficiencia con control de carga compartida, más un compresor de tornillo de velocidad variable de 25 m³/min (160 kW) con programador

Fuente. (Piccardo, 2017)

Teniendo en cuenta los rendimientos a una presión de 8 barg para cada uno de los compresores utilizados en las Soluciones A a F, la Fig. 2.43 muestra la comparación del consumo de energía diario para el patrón de flujo del Caso N°1 con alta variabilidad durante mucho tiempo. También muestra la

eficiencia relativa entre la Solución A, la solución inmejorable, y las otras cinco soluciones. La eficiencia de la Solución A se toma como referencia y es igual a 100.

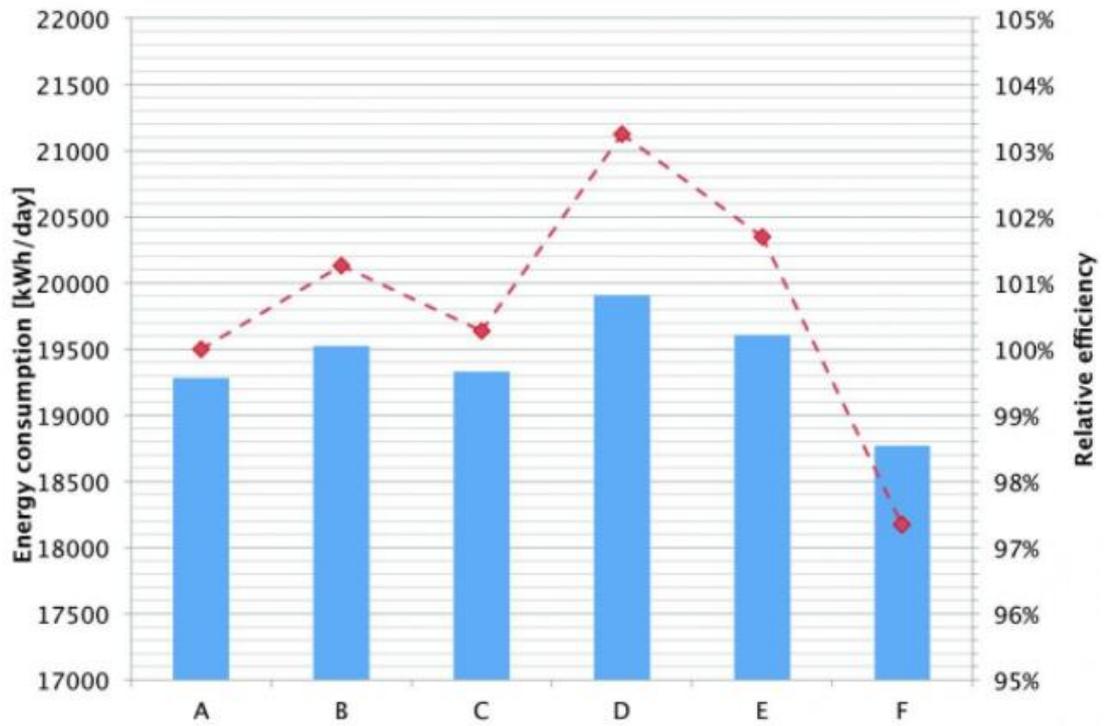


Figura 2. 43 Comparación de sistemas, consumo energético diario

Fuente. (Piccardo, 2017)

La Solución A no es la solución inmejorable, pero la Solución F, compuesta por dos compresores centrífugos con carga compartida y un pequeño compresor de tornillo de velocidad variable de 160 kW con un programador, es la mejor solución en términos de conservación de energía. La Solución F permite al usuario ahorrar casi un 3% en comparación con la Solución A.

La Solución C, configurada con dos compresores centrífugos diseñados con un amplio rango de regulación y control de reparto de carga, a pesar de algunas descargas de aire, tiene una eficiencia solo un 0.3 por ciento menor que la Solución A; por tanto, es una opción preferible desde el punto de vista operativo. De hecho, si se considera 300 días de funcionamiento por año y un costo energético medio de \$0,13/kWh, la Solución A permite a los operadores ahorrar solo \$19,500 por año frente a la Solución C. Estos ahorros no justifican desventajas operativas de este sistema: La solución A utiliza dos

compresores con repuestos completamente diferentes, y si se necesita un compresor de respaldo, solo se puede elegir uno, lo que no garantiza la misma eficiencia operativa. La solución C, que utiliza dos compresores centrífugos idénticos, elimina ambos problemas.

La Figura 2.44 muestra la comparación anual de costos de energía pura¹ de las seis soluciones de compresor en caso de un patrón de flujo de aire, según el Caso N°1. Otra consideración importante es evaluar el comportamiento de las seis soluciones en caso de que los cambios de producción futuros afecten el consumo diario de aire.

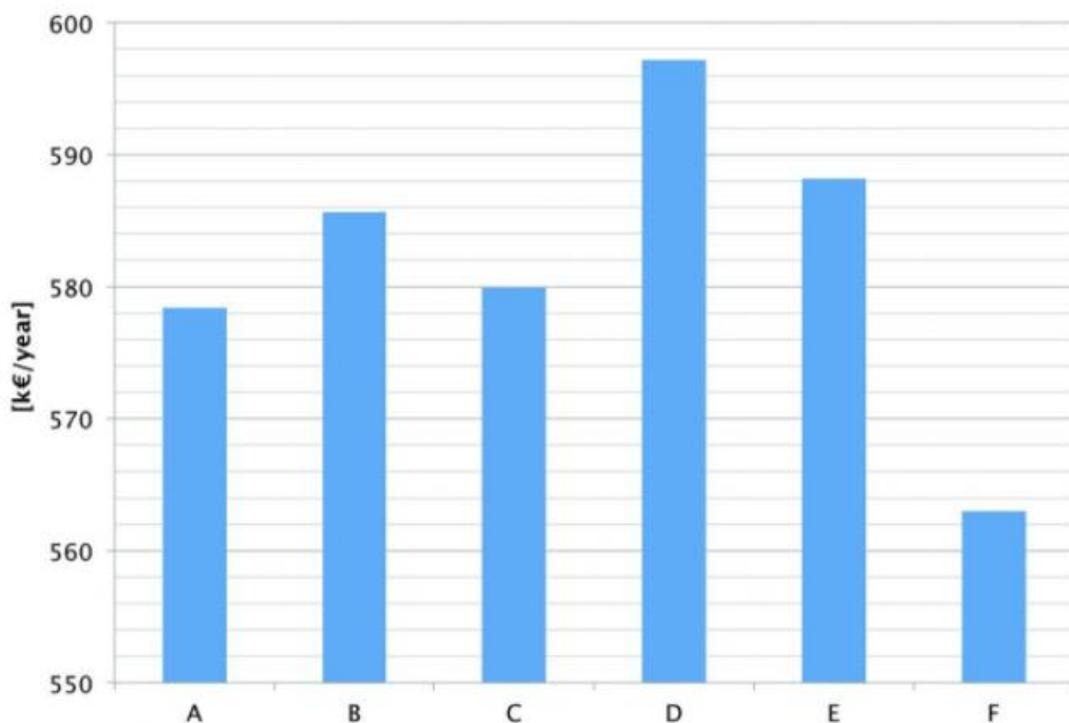


Figura 2. 44 Comparación de costos energéticos anuales en el caso n° 1

Fuente. (Piccardo, 2017)

Los patrones de flujo en los Casos N° 2 a 5 representan diferentes perfiles de flujo de aire variable bajo diversas condiciones de producción, que cubren casi todas las soluciones, desde la más variable hasta la menos variable, como se muestra en las Figs. 2.38 a 2.41.

A continuación, la Tabla 2.1 resume las eficiencias relativas entre la Solución A y las otras cinco soluciones con perfiles de flujo variable, como en los Casos N°1 a 5.

Tabla 2. 1 Comparación de eficiencia energética.

		SOLUCIÓN DE COMPRESORES					
		A	B	C	D	E	F
Flow profile	#1	0%	+1.3%	+0.3%	+3.3%	+1.7%	-2.7%
	#2	0%	-1.0%	-1.3%	+1.8%	-1.6%	-3.6%
	#3	0%	+0.1%	-0.9%	+0.6%	+4.0%	-4.9%
	#4	0%	-1.2%	-2.3%	-0.3%	+1.6%	-4.2%
	#5	0%	-3.5%	-3.1%	-0.4%	-5.1%	-5.1%
		4 th	3 rd	2 nd	6 th	5 th	1 st

Fuente. (Piccardo, 2017)

Nota: La eficiencia de la Solución A se utiliza como referencia. Los porcentajes negativos en rojo o naranja indican que el sistema es menos eficiente que la Solución A, y las cifras positivas y verdes indican que el sistema es más eficiente que la Solución A. El amarillo significa que los dos sistemas son más o menos iguales. La última fila muestra la clasificación de las seis soluciones considerando la eficiencia del sistema (o costos de energía anuales), flexibilidad y facilidad de operación, es decir, repuestos comunes y un compresor de respaldo igualmente eficiente.

Tener en cuenta nuevamente el rendimiento del compresor a una presión de 8 barg, 300 días de funcionamiento por año y un costo de energía promedio de \$ 0.13/kWh. La Solución F permite a los operadores ahorrar \$ 19,500 por año en el Caso N° 1 y aproximadamente \$ 52,000 por año en el Caso No. 5, en comparación con la Solución A. La Solución C tiene costos de energía ligeramente más altos, alrededor de \$ 1,950 por año en el Caso No. 1, pero en el Caso N° 5 permite aproximadamente \$ 32,500 por año en ahorros en comparación con la Solución A. Al evaluar el Caso N° 1, una persona puede preguntarse cómo la Solución A, que es capaz de para entregar exactamente el flujo de aire solicitado por el sistema sin ningún escape de aire, tiene casi la misma eficiencia que la Solución C.

La figura 2.45 compara la potencia específica a 8 barg de diferentes modelos centrífugos con grandes compresores de tornillo de velocidad variable². Un compresor centrífugo de 75 m³/min que funciona en el punto de diseño es un 19% más eficiente que un compresor de tornillo de velocidad variable de 500 kW; un compresor centrífugo de 115 m³/min es un 14% más eficiente que un

compresor de tornillo de velocidad variable de 700 kW; y un compresor centrífugo de 140 m³/min es un 19% más eficiente que un compresor de tornillo de velocidad variable de 900 kW.

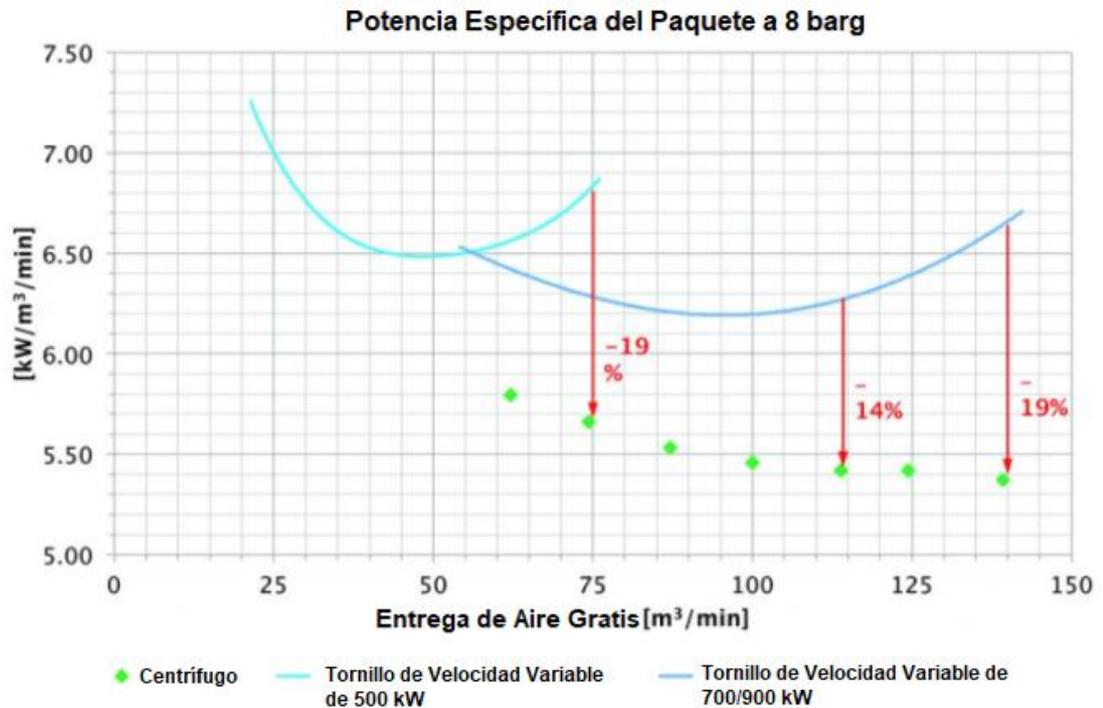


Figura 2. 45 Comparación de potencia de paquete específico a 8 barg

Fuente. (Piccardo, 2017)

No obstante, la energía ahorrada contra el compresor de tornillo de velocidad variable cuando el compresor centrífugo funciona cerca de su punto de diseño, o en general en su rango de regulación completo, compensa la energía que se desperdicia por la descarga del compresor centrífugo. De hecho, si se grafica la potencia específica del paquete del compresor centrífugo de 115 m³/min utilizado en la Solución C, tanto en su rango de regulación como en el soplado (Fig. 2.46), se ve que la potencia específica sigue siendo mejor para un rango, incluso más amplio que el rango de regulación.

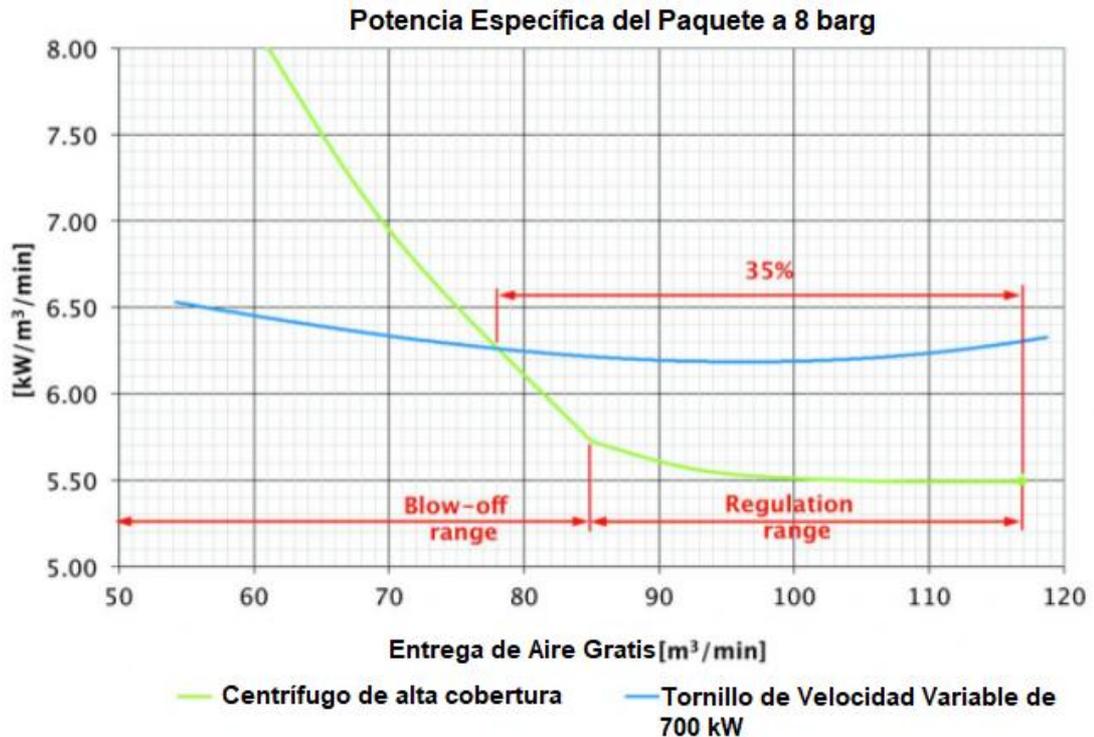


Figura 2. 46 Comparación de potencia del paquete específico a 8 barg, en todo el rango operativo

Fuente. (Piccardo, 2017)

2.3.10 Consideraciones para compresores centrífugos

En resumen, solo el conocimiento del peso o balance real, en términos de porcentaje de tiempo o condiciones de operación variables, permite a los operadores determinar si el compresor de aire de tornillo de velocidad variable grande es adecuado para el sistema. Este es un concepto importante que a menudo se descuida o se malinterpreta. Pues, veamos otro caso real para aclarar este concepto.

Había un cliente con cinco compresores centrífugos antiguos de 4 barg de varios tamaños que iban desde 70 m³/min hasta 120 m³/min. El año pasado, decidió actualizar la sala de compresores para reducir los costos operativos. Dijo que se realizó una auditoría y el primer paso fue mejorar la eficiencia de su sistema. Para lograr esto, decidió reemplazar un compresor centrífugo por un compresor de aire de tornillo de velocidad variable de 500 kW.

Después de una investigación más a fondo, se determinó que, en las mañanas entre las 8 AM y las 10 AM, el fabricante tenía que cerrar una línea de producción para prepararse para el tipo de vidrio que se produciría al día siguiente. Durante estas dos horas, tuvieron un exceso de aire de 60 m³/min. Dado que el antiguo compresor centrífugo solo podía regular 20 m³/min, el compresor centrífugo expulsaba 40 m³/min de aire. Al reemplazar este compresor por un compresor de tornillo de velocidad variable de 500 kW, dijo que habrían podido evitar cualquier escape, mejorando la eficiencia del sistema y reduciendo los costos operativos.

Desafortunadamente, este fue un enfoque incorrecto y engañoso. Es cierto que un compresor de tornillo de velocidad variable de 500 kW evitaría el escape durante el tiempo de inactividad de la planta, pero el cliente no consideró una comparación de rendimiento real como se muestra en la Fig. 2.47. El cliente debería haber realizado una comparación de costos de energía entre un nuevo, compresor centrífugo de dos etapas y el compresor de tornillo de velocidad variable de 500 kW de dos etapas deseado.

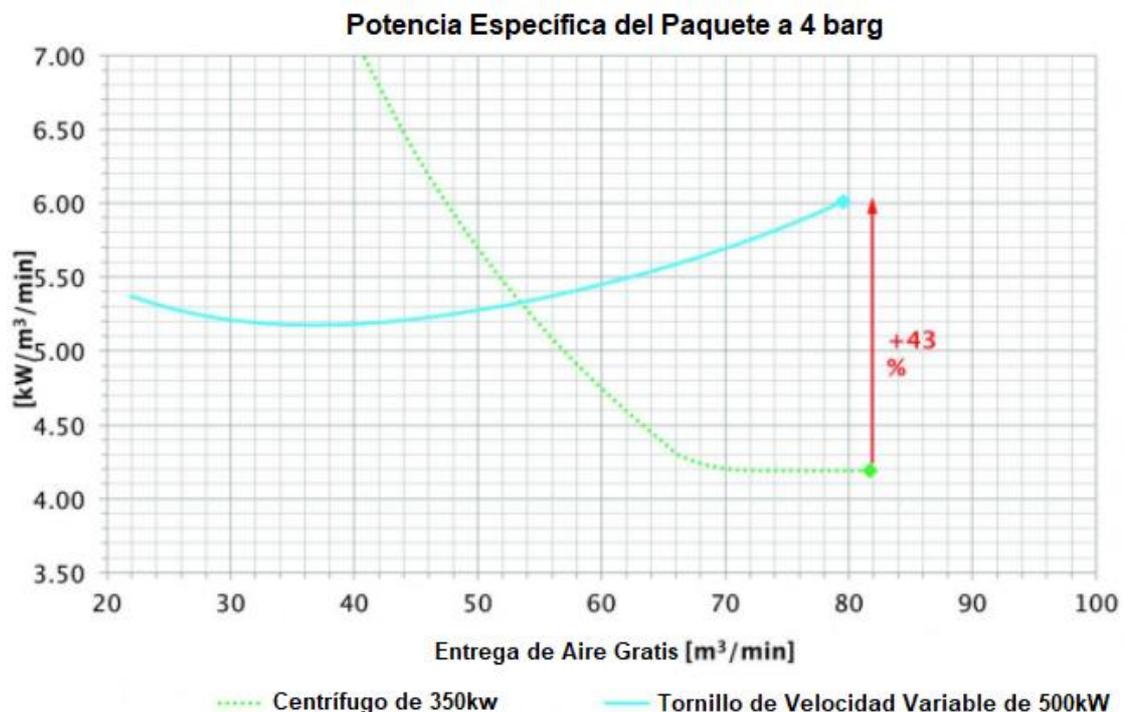


Figura 2. 47 Comparación de potencia de paquete específico en rango de regulación a 4 barg

Fuente. (Piccardo, 2017)

Finalmente, se puede deducir de las hojas de datos del compresor que a una presión de funcionamiento de 4 barg, un compresor de tornillo de velocidad variable de 500 kW, es un 43% menos eficiente que un compresor centrífugo equivalente. Incluso si el compresor centrífugo sopla 13 m³/min, es más eficiente que el compresor de tornillo de velocidad variable.

Para determinar la mejor máquina para la aplicación, el cliente debe haber evaluado el costo de soplado de 40 m³/min durante dos horas por día y haber calculado el costo adicional de usar un compresor que es un 43% menos eficiente las 22 horas restantes del día.

Los cálculos indican:

Costo de soplado:

- $40 \text{ m}^3/\text{min} \times 4,3 \text{ kW}/\text{m}^3/\text{min} \times 2\text{h}/\text{d} \times 350\text{d}/\text{y} \times \$ 0,13/ \text{ kWh} \approx \$ 15.600/\text{año}$
- Costo adicional por comprimir 80 m³/min durante 22 horas/día con un compresor un 43% menos eficiente:
- $80 \text{ m}^3/\text{min} \times (6,0 - 4,2) \text{ kW}/\text{m}^3/\text{min} \times 22 \text{ h}/\text{d} \times 350\text{d}/\text{y} \times \$0,13/\text{kWh} \approx \$ 144.000/\text{año}$

Análisis de la auditoría:

Para evitar desperdiciar \$ 15.600/año, debido a la descarga durante el tiempo de inactividad programado, el cliente habría gastado \$ 144.000/año más, haciendo funcionar un compresor un 43% menos eficiente durante el resto del día. Incluso si se tiene en cuenta que 22 horas/día el compresor de tornillo de velocidad variable no siempre funciona a plena carga. La diferencia es tan grande que sería difícil afirmar que el cliente hubiera ahorrado energía y dinero comprando una velocidad variable de 500 kW. compresor de tornillo en lugar de un compresor centrífugo nuevo.



Figura 2. 48 Resumen energético

Fuente. (Worthington Internacional Compresores, 2007)

Recomendaciones para obtener un buen rendimiento

Lo ideal sería una instalación con un compresor de velocidad variable y una serie de compresores de velocidad fija de apoyo al compresor de velocidad variable, pero con la recomendación que las capacidades de los compresores de velocidad fija sean inferiores a la diferencia entre el caudal máximo y mínimo del compresor de velocidad variable. Esta disposición tiene las siguientes ventajas:

1. Cuando la demanda de aire aumenta o disminuye y se para o arranca uno de los compresores auxiliares el compresor de velocidad variable continúa trabajando dentro de unos márgenes de regulación que tienen buen rendimiento.
2. Los compresores de velocidad fija cuando trabajan lo hacen a plena capacidad con lo que su rendimiento es el óptimo.
3. La presión de red no sufre variaciones.
4. El sistema no puede entrar en un periodo de alternancias en el que al conectar un compresor de velocidad fija de capacidad similar al de

velocidad variable haga que este baje de vueltas y se pare para volver a funcionar de inmediato.

CAPÍTULO 3: LEVANTAMIENTO DE DATOS DE COMPRESORES Y SECADORES EN INDUSTRIA CÁRNICA

3.1 Equipos de generación y tratamiento del aire comprimido

En este apartado se detallan los datos de placa y características de algunos compresores y secadores que intervienen en el sistema de aire comprimido.



Figura 3. 1 Compresor 1

Fuente: El autor

A continuación, se puede observar en las tablas 3.1, 3.2 y 3.3 los datos del compresor, los cuales, son del mismo modelo y marca. En cambio, los compresores 3.4 y 3.5 son de mayor capacidad.

Tabla 3. 1: Compresor 1

COMPRESOR 1: INGERSOLL RAND SSR-HP20 SE	
Marca	Ingersoll Rand
Potencia del motor	20HP/14.914kW
Voltaje de Alimentación	460 VAC
Frecuencia	60hz
Cos Θ	0.83
Presión de trabajo	140 PSI (9.65Bar)
Caudal Teórico	73 CFM (2.067 m ³ /min)
Caudal Real (altitud 320 msnm)	70.81 CFM (2 m ³ /min)

Fuente. El autor

Tabla 3. 2: Compresor 2

COMPRESOR 2: INGERSOLL RAND SSR-HP20 SE	
Marca	Ingersoll Rand
Potencia del motor	20HP/14.914kW
Voltaje de Alimentación	460 VAC
Frecuencia	60hz
Cos Θ	0.83
Presión de trabajo	140 PSI (9.65Bar)
Caudal Teórico	73 CFM (2.067 m ³ /min)
Caudal Real (altitud 320 msnm)	70.81 CFM (2 m ³ /min)

Fuente. El autor

Tabla 3. 3: Compresor 3

COMPRESOR 3: INGERSOLL RAND SSR-HP20 SE	
Marca	Ingersoll Rand
Potencia del motor	20HP/14.914kW
Voltaje de Alimentación	460 VAC
Frecuencia	60hz
Cos Θ	0.83
Presión de trabajo	140 PSI (9.65Bar)
Caudal Teórico	73 CFM (2.067 m ³ /min)
Caudal Real (altitud 320 msnm)	70.81 CFM (2 m ³ /min)

Fuente. El autor

Tabla 3. 4: Compresor 4

COMPRESOR 4: INGERSOLL RAND EP50-PE 125	
Marca	Ingersoll Rand
Potencia del motor	= 50HP/37.29 kW
Voltaje de Alimentación	460 VAC
Frecuencia	60hz
Cos Θ	0.82
Presión de trabajo	125 PSI (8.62 Bar)
Caudal Teórico	215 CFM (6.088 m ³ /min)
Caudal Real (altitud 320 msnm)	208.55 CFM (5.905 m ³ /min)

Fuente. El autor

Abajo, en la figura 3.2 se puede apreciar el compresor 4.



Figura 3. 2 Compresor 4

Fuente: el autor

En la tabla 3.5 se muestran datos técnicos del compresor 5.

Tabla 3. 5: Compresor 5

COMPRESOR 5 INGERSOLL RAND EP50-PE 125	
Marca	Ingersoll Rand
Potencia del motor	= 50HP/37.29 kW
Voltaje de Alimentación	460 VAC
Frecuencia	60hz
Cos Θ	0.82
Presión de trabajo	125 PSI (8.62 Bar)
Caudal Teórico	215 CFM (6.088 m ³ /min)
Caudal Real (altitud 320 msnm)	208.55 CFM (5.905 m ³ /min)

Fuente. El autor

En la figura 3.3 se puede observar los equipos secadores que intervienen en el tratamiento del aire comprimido para secar y facilitar aire de calidad, manteniendo mínimos, valores de polvo, agua y aceite.



Figura 3. 3: Secador 1

Fuente: el autor

Los secadores en los procesos neumáticos, son máquinas que reducen significativamente el contenido de humedad en el aire del ambiente o en el caudal de aire. Los secadores de aire son parte de los equipos denominados de tratamiento del aire comprimido, haciendo que sea más limpia y la humedad no genere mayor corrosión en los equipos o conexiones neumáticas. Existen diferentes tipos de secadores, el uso de cada uno dependerá de los niveles de humedad y temperatura ambiente (Philco, 2019).

La tabla 3.6 muestra el secador 1.

Tabla 3. 6: Secador 1

SECADOR 1: INGERSOLL RAND D510INA500	
Marca	Ingersoll Rand
Potencia del motor	= 50HP/37.29 kW
Voltaje de Alimentación	460 VAC
Frecuencia	60hz
Cos Θ	0.82
Presión de trabajo	125 PSI (8.62 Bar)
Caudal Teórico	215 CFM (6.088 m ³ /min)
Caudal Real (altitud 320 msnm)	208.55 CFM (5.905 m ³ /min)

Fuente. El autor

En la figura 3.4 se puede ver el secador 2.

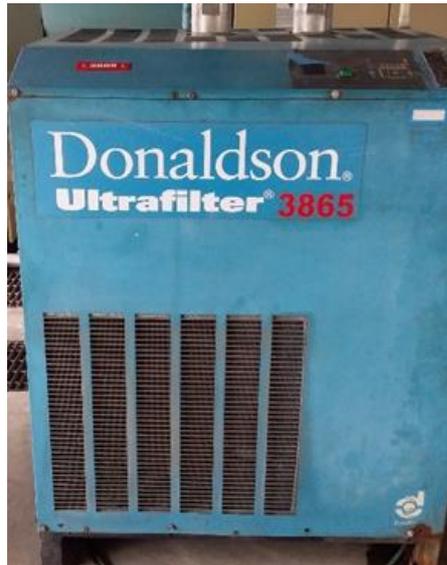


Figura 3. 4 Secador 2

Fuente: E autor

La tabla 3.7 se puede apreciar el secador 2

Tabla 3. 7 Secador 2

SECADOR 2: DONALDSON ULTRAFILTER	
Marca	Ingersoll Rand
Potencia del motor	= 50HP/37.29 kW
Voltaje de Alimentación	460 VAC
Frecuencia	60hz
Cos Θ	0.82
Presión de trabajo	125 PSI (8.62 Bar)
Caudal Teórico	215 CFM (6.088 m ³ /min)
Caudal Real (altitud 320 msnm)	208.55 CFM (5.905 m ³ /min)

Fuente: E autor

En la figura 3.5 muestra el tanque de almacenamiento del aire comprimido, en donde se almacena el aire comprimido proveniente de las unidades de compresión del aire. este depósito comúnmente se lo llama tanque pulmón. Estos se dimensionan de acuerdo a la producción del aire comprimido así como de la carga a alimentar,



Figura 3. 5 Tanque pulmón

Fuente: el autor

En la tabla 3.8 se muestra dimensiones del tanque de almacenamiento

Tabla 3. 8 Almacenamiento

Volumen del tanque	2000 galones
Presión de diseño	155 PSI

Fuente: El autor

La figura 3.6 muestra una red de distribución de tipo cerrada, como se aprecia en la imagen siguiente.



Figura 3. 6 Red de aire comprimido tipo cerrada

Fuente: (Kaeser, 2018)

Sin embargo, la red de distribución posee las siguientes características, tal como se observa en la tabla 3.9.

Tabla 3. 9 Red de distribución

Diámetro tubería de la estación de generación	2", 2" 1/2 y 3"
Diámetro tubería principal	2" 1/2
Tipología de la red de aire	Cerrado

Fuente: El autor

3.2 Diagrama de conexión o red de distribución del aire comprimido

El diseño de una red de aire comprimido en anillo, cerrado por sus extremos proporciona que las presiones queden compensadas por ambos extremos del anillo y las caídas de presión sean mucho más reducidas.

En la figura 3.7 se puede observar el diagrama del sistema de aire comprimido actual.

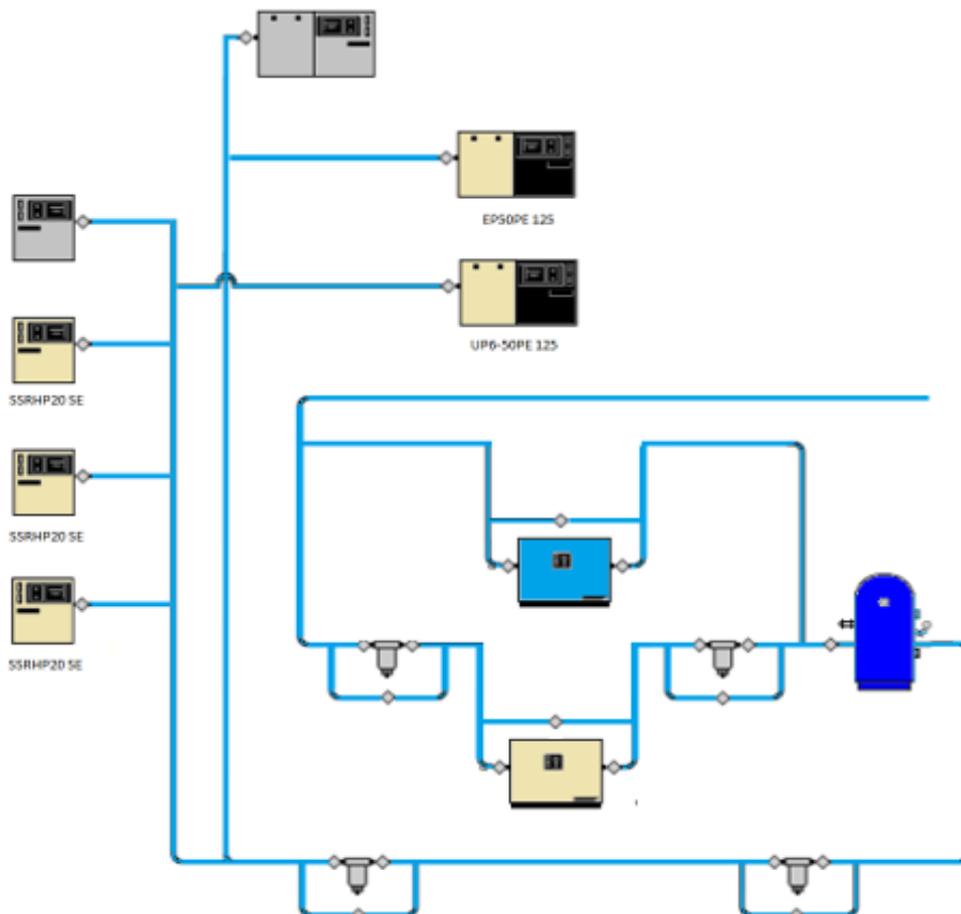


Figura 3. 7 Diagrama de conexión actual

Fuente. El autor

Es muy habitual en las plantas industriales que el trazado de tubería esté diseñado de forma aleatoria, es decir, se llevan los tubos del aire comprimido de forma independiente a cada punto de consumo. Esta distribución aleatoria de la tubería provoca caídas de presión en puntos de consumo extremos a los que no llega el aire con facilidad

3.3 Metodología de medición

Para la adquisición de datos con el *software BOGE AIRreport*, se instala un transductor de presión en el tanque pulmón y una pinza amperimétrica, en una de las fases de alimentación de voltaje del compresor. Como así el consumo de aire comprimido del compresor es registrado y evaluado.

Asimismo, se obtiene un gráfico del consumo del aire comprimido del tiempo que fue auditado, mientras el compresor está trabajando, en la gráfica incluye el tiempo de funcionamiento del compresor y un cuadro de consumo energético, así como la variación de presión.

El cuadro de consumo energético muestra:

- El funcionamiento de los compresores junto con el respectivo consumo energético.
- También valora los costos de generación de aire comprimido.

El principio de la medición de registro de datos, se realiza utilizando una PDA.

Se registra en la estación de generación de aire comprimido, los siguientes datos:

- El número de compresores a ser auditados.
- Caudal de cada equipo en CFM o m³/min.
- Presión neta de trabajo en bar o PSI.
- Los sensores conectados a la lista de datos junto con el rango de medida de amperios.

3.3.1 Procedimiento para registro de datos a través del PDA

La caja de medición *Data logger BOGE* (Agenda Electrónica), se encarga de registrar los datos de medición en todo el tiempo de la Auditoría Energética. La figura 3.8 muestra una caja de medición *Data logger BOGE*.

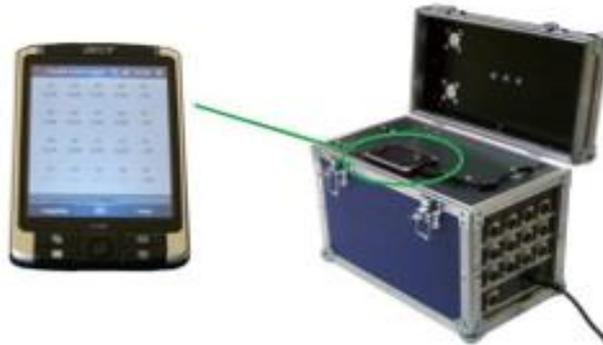


Figura 3. 8 Caja de medición *Data logger BOGE*

Fuente. El autor

3.3.2 Conexión del adaptador de corriente al compresor

La medición se realiza en una fase del compresor, la pinza amperimétrica se conecta a un dispositivo, tal como se puede ver en la figura 3.9.

La salida del dispositivo Adaptador de corriente es de 4-20 mA, con una sensibilidad de 1mA/A, éste debe conectarse a las entradas analógicas de la caja de medición.



Figura 3. 9 Pinza amperimétrica conectada a un dispositivo

Fuente. El autor

Sin embargo, la auditoría determina los siguientes:

1. Consumo total de aire comprimido de la planta.
2. Presión de trabajo máxima y mínima.
3. Diagramas de consumo de aire comprimido en por día de trabajo.
4. Porcentajes de operación del compresor.
5. Porcentajes de operación del compresor en carga, durante el tiempo auditado.
6. Porcentajes de operación del compresor en vacío, durante el tiempo auditado.
7. Consumo energético en Kwh en el tiempo de carga del compresor.
8. Consumo energético en Kwh en el tiempo de vacío del compresor.
9. Número de encendidos del motor de cada equipo.
10. Promedio de generación de aire comprimido al año.
11. Costo energético total al generar aire comprimido.

CAPÍTULO 4: ANÁLISIS DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

4.1 Análisis de datos recopilados de compresores y secadores del sistema de aire comprimido.

Para el análisis de los mismos se va a tomar en cuenta 24 horas de trabajo del compresor en el día de mayor consumo de aire comprimido.

No obstante, para establecer una lectura adecuada del diagrama de presión, en primer lugar, se crea el diagrama óptimo de cómo deben funcionar el compresor de Velocidad fija, variable. Véase la figura 4.1.

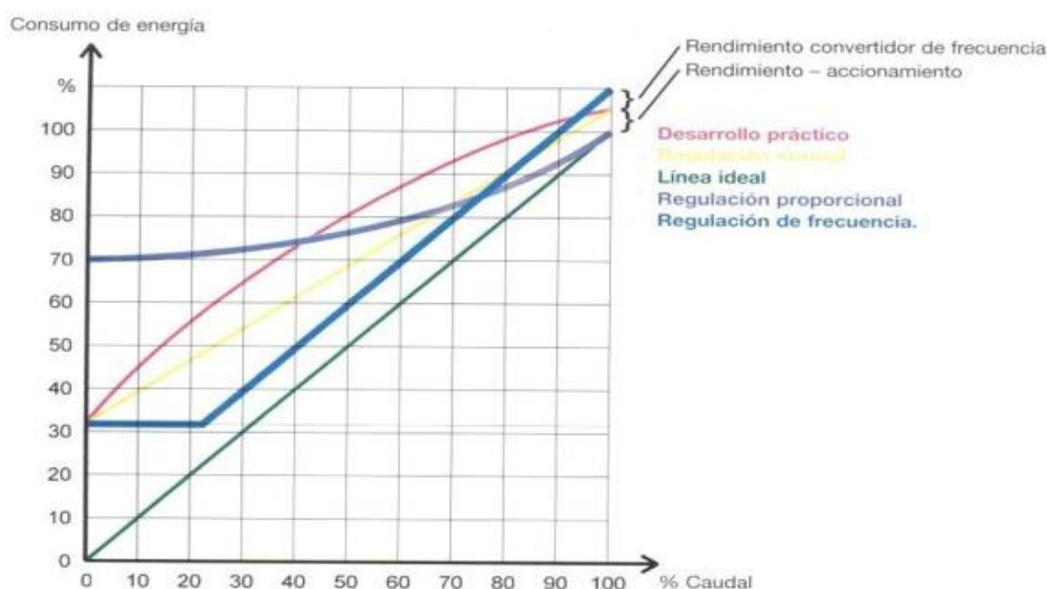


Figura 4. 1 Diagrama de presión de compresor de velocidad fija

Fuente. El autor

4.2 Análisis de Auditoría Energética

En función del análisis en las mediciones, las propuestas serán diferentes para cada red de aire comprimido, entre los aspectos de plan de mejoras estan:

- Control integral de la sala de compresores.
- Tratamiento adecuado del aire comprimido.
- Eliminar las fugas de la red.
- Cambios en el uso del aire, para evitar usos inapropiados del aire comprimido.

- Sectorizar la red, y los equipos principales.
- Monitorizar el consumo de la red y de las maquinas principales.

4.2.1 Análisis General

Fecha: 17/05/2019 - 23/05/2019 (1 SEMANA)

A continuación, en la figura 4.2 se puede observar la gráfica de consumo de aire comprimido.

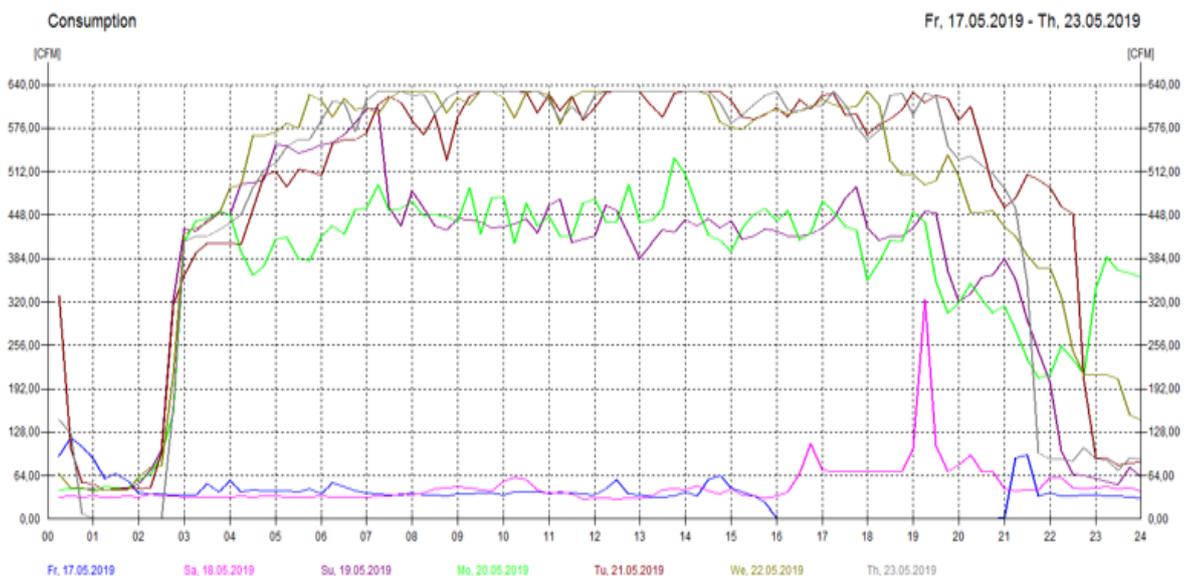


Figura 4. 2 Consumo de aire comprimido

Fuente. El autor

En la figura mencionada muestra el Consumo Total de la Planta de los siete días auditados, proporcionando así una información general de cómo se comporta el consumo de la planta cada día en todo el año.

Además, se puede observar que desde las 22H30 hasta las 02H30 horas, hay un consumo considerado pero la mayor demanda de consumo de aire comprimido comienza desde las 02H30 hasta las 22H30. En este intervalo se observa notablemente una franja de consumo de aire comprimido donde el consumo máximo es de 629.5 CFM (17.83 m³/min) y el consumo promedio es de 323.5 CFM (19.16 m³/min).

A continuación, se especifica tres grupos de consumo para una mejor comprensión.

- Los días viernes y sábado tiene un consumo promedio del 7% del total de generación de aire comprimido, esto se debe a consumos por baja demanda y/o fugas de aire comprimido.
- Los días domingo y lunes tienen un consumo promedio del 70% del total de generación de aire comprimido, esto se debe a que en estos días no todas las áreas de producción están operativas.
- Los días martes, miércoles y jueves tienen un consumo promedio del 95% del total de generación de aire comprimido, en estos días es cuando trabajan todas las áreas productivas de la planta.

4.2.2 Consumo energético total

En la figura 4.3 se puede apreciar el consumo energético total de los 7 días auditados, el 93.35 % (10 337 Kwh) fue consumo energético en carga y el 6.65% (736 Kwh) fue consumo energético en vacío; esto demuestra que el sistema está dentro de los parámetros teóricos 90/10 de funcionamiento Carga/vacío.

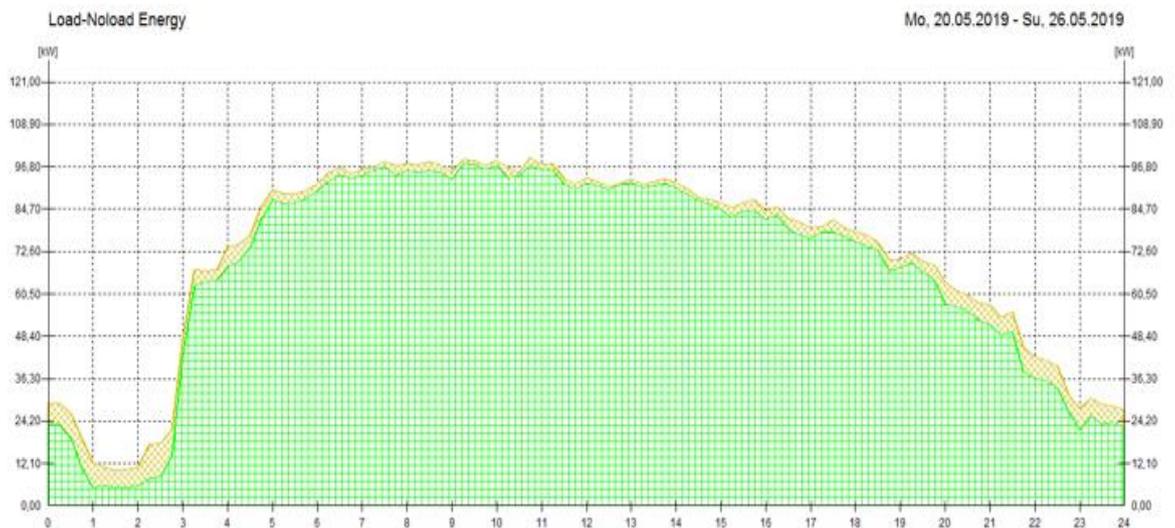


Figura 4. 3 Consumo energético total

Fuente. El autor

4.2.3 Resumen de datos del compresor - Hoja 1

Tabla 4. 1 Tabla 4. 2 Datos del compresor

Compressor Data (Measurement Fr, 17.05.2019 - Th, 23.05.2019)

CH	Compressor	Output [CFM]		[KW] Loaded		No-load	Audit Time	Time Run	Loaded		Unloaded	
		min	max	min	max	[KW]	[hh:mm:ss]	[%]	[hh:mm:ss]	[%]	[hh:mm:ss]	[%]
1	IR/SSR-HP20 SE (1)		70.8		15.83	6.95	167:54:18	53.78	76:43:50	84.98	13:33:46	15.02
2	IR/SSR-HP20 SE (2)		70.8		14.37	6.68	167:54:18	39.74	51:52:51	77.74	14:51:06	22.26
3	IR/SSR-HP20 SE (3)		70.8		7.65	3.45	167:54:18	77.34	55:02:26	42.38	74:49:10	57.62
4	IR/EP50-PE 125		208.6		41.25	19.88	167:54:18	62.93	95:28:34	90.36	10:11:10	9.64
5	IR/UP6-50PE 125		208.6		39.65	17.71	167:54:18	63.09	101:19:00	95.64	04:37:10	4.36
6	Compressor 6		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
7	Compressor 7		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
8	Compressor 8		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
9	Compressor 9		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
10	Compressor 10		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
11	Compressor 11		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
12	Compressor 12		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
13	Compressor 13		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
14	Compressor 14		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
15	Compressor 15		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00
16	Compressor 16		0.0		0.00	0.00	167:54:18	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00

Fuente. El autor

A continuación, se detalla brevemente la siguiente información, obtenido de la tabla 4.1:

El compresor 1; tiene una capacidad de generación de 70.8 CFM (2 m³/min), un consumo instantáneo de 15.83kW en carga y 6.95kW en vacío.

Además, se puede observar que el compresor estuvo operativo el 53.78% del tiempo auditado, trabajando el 84.98% en carga y el 15.02% en vacío.

El compresor 2; tiene una capacidad de generación de 70.8 CFM (2 m³/min), un consumo instantáneo de 14.37kW en carga y 6.68kW en vacío.

Asimismo, se puede observar que el compresor estuvo operativo el 39.74% del tiempo auditado, trabajando el 77.74% en carga y el 22.26% en vacío.

El compresor 3; tiene una capacidad de generación de 70.8 CFM (2 m³/min), un consumo instantáneo de 7.65kW en carga y 3.45kW en vacío.

Igualmente, se puede observar que el compresor estuvo operativo el 77.34% del tiempo auditado, trabajando el 42.38% en carga y el 57.62% en vacío.

El compresor 4; tiene una capacidad de generación de 208.55 CFM (5.905 m³/min), un consumo instantáneo de 41.25kW en carga y 19.88kW en vacío.

También, se puede observar que el compresor estuvo operativo el 62.93% del tiempo auditado, trabajando el 90.36% en carga y el 9.64% en vacío.

El compresor 5; tiene una capacidad de generación de 208.55 CFM (5.905 m³/min), un consumo instantáneo de 39.65kW en carga y 17.71kW en vacío.

Además, se puede observar que el compresor estuvo operativo el 63.09% del tiempo auditado, trabajando el 95.64% en carga y el 4.36% en vacío.

4.2.4 Resumen de datos de medición - Hoja 2

Tabla 4. 3 Datos de medición-hoja 2

Measured Data (Measurement Fr, 17.05.2019 - Th, 23.05.2019)										
CH	Compressor	Motor	Load	Total Power [kWh]			Total Air ??	Costs [\$]		
		Starts	Cycles	Loaded	Unloaded	Total		Loaded	Unloaded	Total
1	IR/SSR-HP20 SE (1)	115	131	1,214.67	94.21	1,308.88	325,950.0	109.32	8.48	117.80
2	IR/SSR-HP20 SE (2)	88	90	745.51	99.28	844.79	220,391.0	67.10	8.94	76.04
3	IR/SSR-HP20 SE (3)	11	266	421.31	257.82	679.13	233,813.0	37.92	23.20	61.12
4	IR/EP50-PE 125	26	254	3,938.20	202.48	4,140.68	1,194,979.0	354.44	18.22	372.66
5	IR/UP6-50PE 125	19	89	4,017.45	81.81	4,099.26	1,268,081.0	361.57	7.36	368.93
6	Compressor 6	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
7	Compressor 7	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
8	Compressor 8	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
9	Compressor 9	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
10	Compressor 10	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
11	Compressor 11	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
12	Compressor 12	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
13	Compressor 13	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
14	Compressor 14	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
15	Compressor 15	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00
16	Compressor 16	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00

Fuente. El autor

A continuación, se detalla brevemente la siguiente información, obtenido de la tabla 4.2:

Compresor 1, en este se observa que el compresor arranca 115 veces durante el tiempo auditado y tiene 131 ciclos de Carga/Vacío con un consumo energético total de 1 308.88 KWh, generando 325 950 CF, a un costo Total de 117.80 dólares.

El compresor 2, arranca 88 veces durante el tiempo auditado y tiene 90 ciclos de Carga/Vacío, con un consumo energético total de 844.79 KWh generando 220 391 CF, a un costo Total de 76.04 dólares.

El compresor 3, arranca 11 veces durante el tiempo auditado y tiene 266 ciclos de Carga/Vacío, con un consumo energético total de 679.13 KWh generando 233 813 CF, a un costo Total de 61.12 dólares.

El compresor 4, arranca 26 veces durante el tiempo auditado y tiene 254 ciclos de Carga/Vacío, con un consumo energético total de 4 140.68 KWh generando 1 194 978 CF, a un costo Total de 372.66 dólares.

El compresor 5, arranca 19 veces durante el tiempo auditado y tiene 89 ciclos de Carga/Vacío, con un consumo energético total de 4 099.26 KWh generando 1 268 081 CF, a un costo Total de 368.93 dólares.

4.2.5 Resumen de datos de medición - Hoja 3

Tabla 4. 4 Datos de medición-Hoja 3

Measured Data (Measurement Fr. 17.05.2019 - Th. 23.05.2019)			
Audit Time	167:54:18 [hh:mm:ss]		
Compressed Air Consumption	3,243,214 [??]		
	Loaded	Unloaded	Total
Energy Consumption	10,337	736	11,073 [kWh]
Load / Unload Run	93,4	6,6	100,0 [%]
Key Performance Indicator	0,0032	-	0,0034 [kWh/??]
	Average	Minimum	Maximum
Compressed Air Consumption	323,5	0,0	629,6 [CFM]
Power Consumption	61,3	0,0	119,3 [kW]
Net Pressure	97,1	86,0	103,5 [psi]
System Utilisation	51,4	0,0	100,0 [%]
Compressed Air Costs			
Compressed Air Consumption Per Annum	169,206,128 [??/a]		
	Loaded	Unloaded	Total
Energy Costs Measuring Period	930,-	66,-	996,- [\$]
Energy Costs Per Annum	48,520,-	3,443,-	51,963,- [\$]
Energy Costs Per ??			0,0003 [\$/??]

Fuente. El autor

En la tabla 4.3 la información de las hojas anteriores se ponderará al año, obteniendo lo siguiente:

Se generaría 169 206 128 cf/año (4 791 383.96 m3/año) a un costo total de 51 963.00 dólares, teniendo en cuenta que se gastaría 0,0003 dólares por cada pie cubico generado.

4.3 Día de Mayor Consumo

Fecha: martes, 21/05/2019

4.3.1 Caudal, Presión, Carga y Vacío

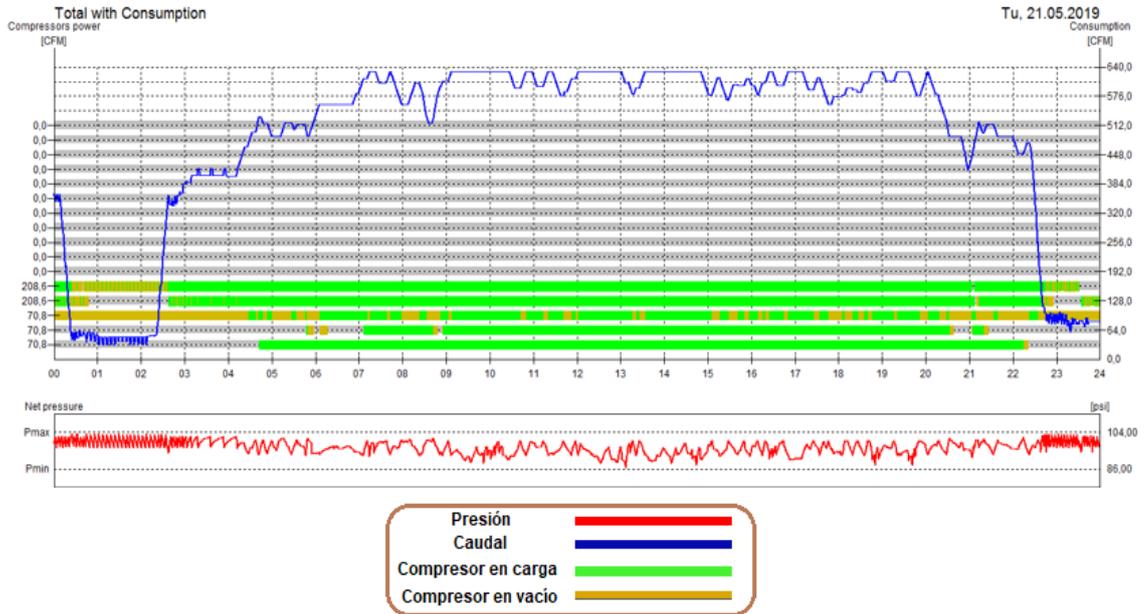


Figura 4. 4 Variables del aire comprimido medido

Fuente. El autor

En la figura 4.4 muestra que el consumo máximo alcanza los 629.5 CFM (17.93 m³/min) y el consumo mínimo es de 32.4 CFM (0.92 m³/min), durante el día auditado. De los cinco compresores auditados, el compresor 3 SSR-HP20SE permanece trabajando 100%, quiere decir que nunca se apaga, aunque su eficiencia es baja con el 48.54%. La eficiencia de los demás compresores de carga y vacío en este día están dentro del régimen de 90.64% al 99.51%, lo cual es excelente para un consumo energético eficiente.

4.3.2 Presión

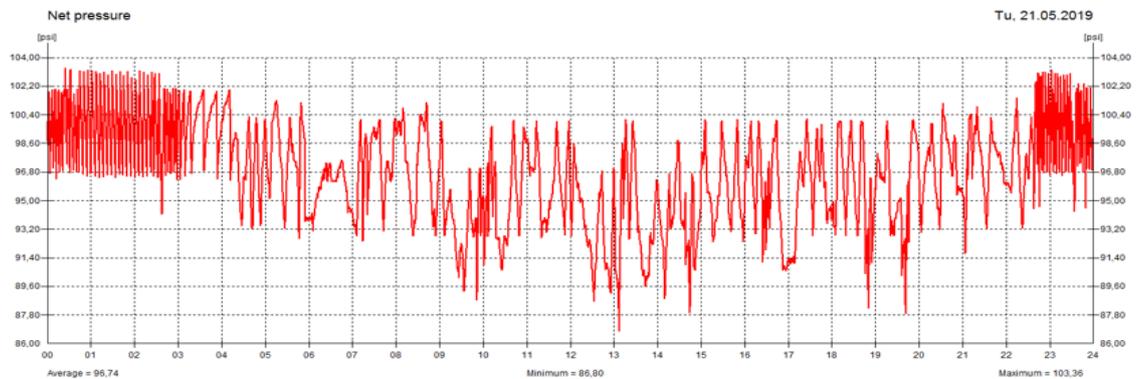


Figura 4. 5 Presión

Fuente. El autor

En la figura 4.5 muestra la presión neta de la red y oscila entre una presión mínima de 86.80 PSI y una presión máxima de 103.36 PSI, dando una presión promedio de 96.74 PSI.

4.3.3 Caudal

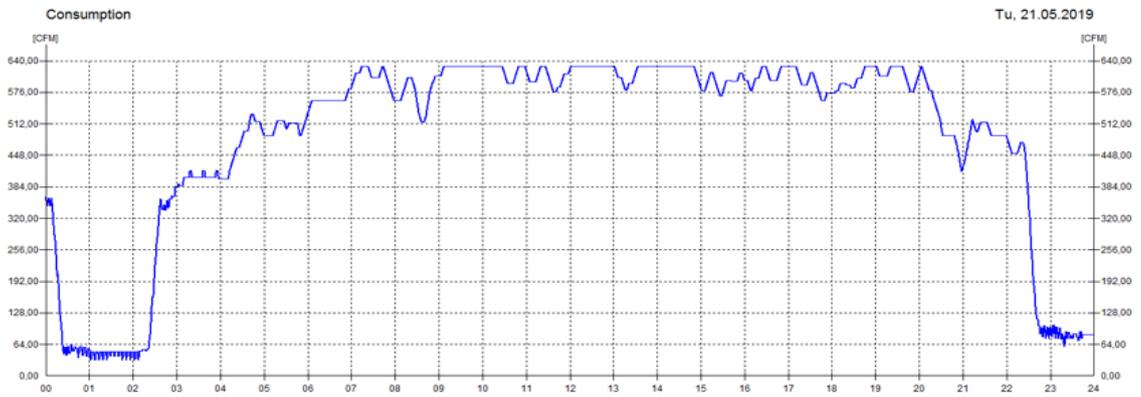


Figura 4. 6 Caudal

Fuente. El autor

En la figura 4.6 muestra el consumo de aire en la planta con un máximo de 629.5 CFM (17.83 m³/min) y un consumo promedio de 485.4CFM (13.74 m³/min), pero hay que resaltar que la mayor parte de consumo de la red oscila entre 565 CFM y 628.5CFM (15.99 m³/min y 17.80 m³/min).

4.3.4 Consumo energético

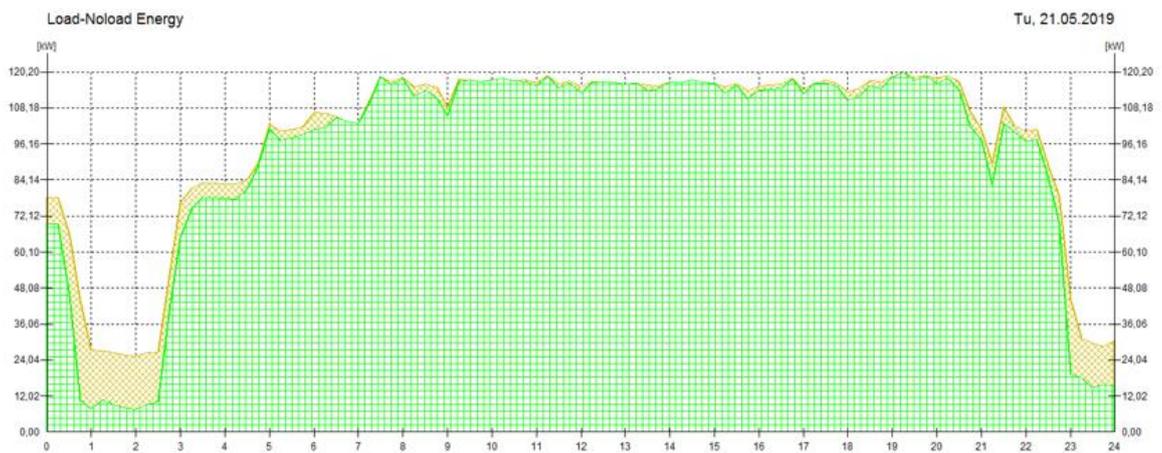


Figura 4. 7 Consumo energético

Fuente. El autor

En la figura 4.7 muestra el consumo energético total:

- Consumo energético en carga: 2 230 Kwh (95.3 %)
- Consumo energético en vacío: 109 Kwh (4.7%).

4.3.5 Mediciones tabulados en los 5 compresores

Las tablas 4.4, 4.5 y 4.6 muestran resúmenes de todos los datos y mediciones tabulados de los cinco compresores generados en este día auditado.

Tabla 4. 5 Datos del compresor

Compressor Data (Measurement Tu, 21.05.2019)													
CH	Compressor	Output (CFM)		[kW] Loaded		No-load	Audit Time	Time Run	Loaded		Unloaded		
		min	max	min	max	[kW]	[hh:mm:ss]	[%]	[hh:mm:ss]	[%]	[hh:mm:ss]	[%]	
1	IR/SSR-HP20 SE (1)		70.8	15.93	6.85	6.85	23:59:10	73.47	17:32:10	99.51	00:05:10	0.49	
2	IR/SSR-HP20 SE (2)		70.8	14.33	5.98	5.98	23:59:10	58.81	13:32:50	96.04	00:33:30	3.96	
3	IR/SSR-HP20 SE (3)		70.8	7.65	3.46	3.46	23:59:10	100.00	11:38:30	48.54	12:20:40	51.46	
4	IR/EP50-PE 125	208.6	208.6	41.07	20.14	20.14	23:59:10	89.29	20:14:00	94.47	01:11:00	5.53	
5	IR/UP6-50PE 125	208.6	208.6	39.38	17.59	17.59	23:59:10	97.76	21:15:20	90.64	02:11:40	9.36	
6	Compressor 6	0.0	0.0	0.00	0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00	
7	Compressor 7	0.0	0.0	0.00	0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00	
8	Compressor 8	0.0	0.0	0.00	0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00	
9	Compressor 9	0.0	0.0	0.00	0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00	
10	Compressor 10	0.0	0.0	0.00	0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00	
11	Compressor 11	0.0	0.0	0.00	0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00	
12	Compressor 12	0.0	0.0	0.00	0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00	
13	Compressor 13	0.0	0.0	0.00	0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00	
14	Compressor 14	0.0	0.0	0.00	0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00	
15	Compressor 15	0.0	0.0	0.00	0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00	
16	Compressor 16	0.0	0.0	0.00	0.00	0.00	23:59:10	0.00	00:00:00	0.00	00:00:00	0.00	

Fuente. El autor

En la tabla 4.5 se observa la capacidad de generación de aire, el consumo energético y el porcentaje de carga y vacío frente a las horas trabajadas de cada uno de los compresores.

Tabla 4. 6 Datos del compresor (Hoja 2)

Measured Data (Measurement Tu, 21.05.2019)											
CH	Compressor	Motor	Load	Total Power [kWh]			Total Air	Costs [\$]			
		Starts	Cycles	Loaded	Unloaded	Total	??	Loaded	Unloaded	Total	
1	IR/SSR-HP20 SE (1)	1	1	279.27	0.59	279.86	74.493.0	25.13	0.05	25.18	
2	IR/SSR-HP20 SE (2)	5	4	194.11	3.34	197.45	57.549.0	17.47	0.30	17.77	
3	IR/SSR-HP20 SE (3)	1	34	89.08	42.75	131.83	49.454.0	8.02	3.85	11.87	
4	IR/EP50-PE 125	5	32	830.92	23.83	854.75	253.240.0	74.78	2.14	76.92	
5	IR/UP6-50PE 125	4	37	837.09	38.60	875.69	266.035.0	75.34	3.47	78.81	
6	Compressor 6	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00	
7	Compressor 7	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00	
8	Compressor 8	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00	
9	Compressor 9	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00	
10	Compressor 10	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00	
11	Compressor 11	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00	
12	Compressor 12	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00	
13	Compressor 13	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00	
14	Compressor 14	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00	
15	Compressor 15	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00	
16	Compressor 16	0	0	0.00	0.00	0.00	0.0	0.00	0.00	0.00	

Fuente. El autor

En la tabla 4.6 se observa los arranques y ciclos concebidos, el consumo energético, tanto en carga, vacío como el total, el caudal generado y los gastos que involucran en todo el día en la generación de aire comprimido.

Tabla 4. 7 Datos del compresor

Measured Data (Measurement Tu, 21.05.2019)			
Audit Time	23:59:10 [hh:mm:ss]		
Compressed Air Consumption	700.771 [??]		
	Loaded	Unloaded	Total
Energy Consumption	2.230	109	2.339 [kWh]
Load / Unload Run	95,3	4,7	100,0 [%]
Key Performance Indicator	0,0032	-	0,0033 [kWh/??]
	Average	Minimum	Maximum
Compressed Air Consumption	485,4	32,4	629,6 [CFM]
Power Consumption	92,0	6,1	119,3 [kW]
Net Pressure	96,7	86,8	103,4 [psi]
System Utilisation	77,1	5,2	100,0 [%]
Compressed Air Costs			
Compressed Air Consumption Per Annum	255.929.520 [??/a]		
	Loaded	Unloaded	Total
Energy Costs Measuring Period	201,-	10,-	211,- [\$]
Energy Costs Per Annum	73.407,-	3.652,-	77.059,- [\$]
Energy Costs Per ??	0,0003 [\$/??]		

Fuente. El autor

En la tabla 4.7 muestra el consumo energético, el porcentaje de consumo energético y el consumo energético por pie cúbico (CF) generado en carga, en vacío y total. También consta el consumo de aire comprimido, la potencia requerida, la presión de la red y la eficiencia del sistema con su máximo, mínimo y promedio.

Asimismo, los datos anteriores muestran los costos que se generarían en este día ponderados a un año, y por último, el costo de cada pie cubico generado.

Tabla 4. 8 Resumen

Compresor	Tiempo de operación (%)	OFF (%)	Carga (%)					
1	73,47	26,53	73,11	0,36	100,00	99,51%	0,49%	100,00%
2	58,81	41,19	56,48	2,33	100,00	96,04%	3,96%	100,00%
3	100	0	48,54	51,46	100,00	48,54%	51,46%	100,00%
4	89,29	10,71	84,35	4,94	100,00	94,47%	5,53%	100,00%
5	97,76	2,24	88,61	9,15	100,00	90,64%	9,36%	100,00%

Fuente. El autor

4.3.6 Comportamiento de los compresores en carga, vacío y estado Off

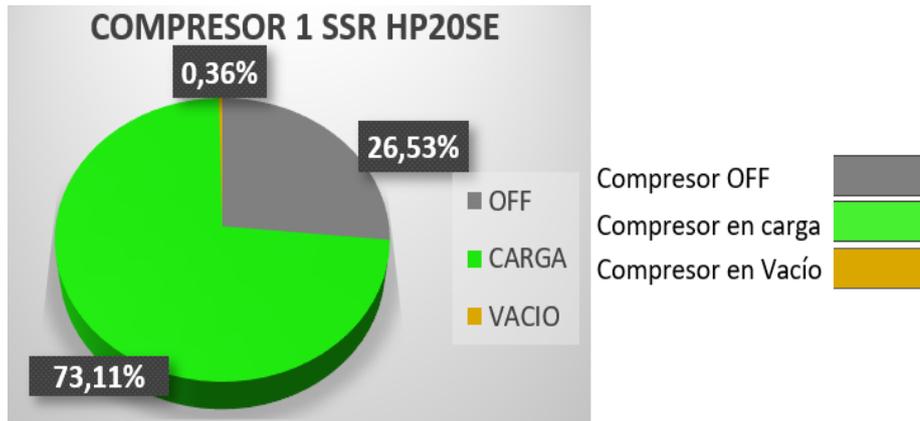


Figura 4. 8 Compresor 1 SSR

Fuente. El autor

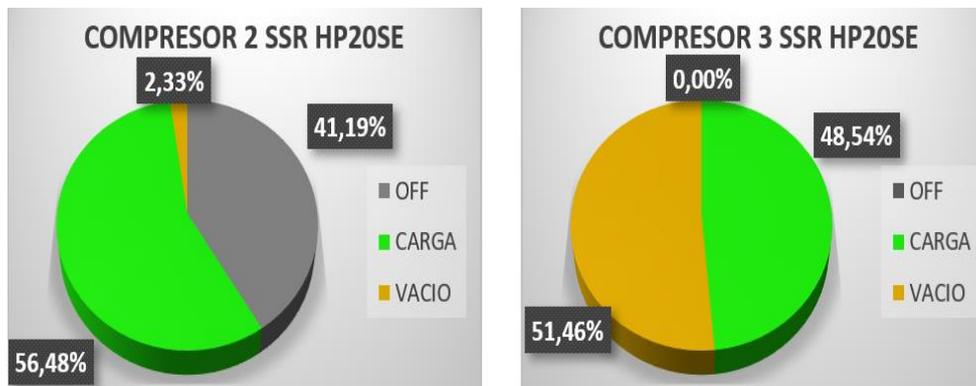


Figura 4. 9 Compresor 2 y 3 SSR

Fuente. El autor

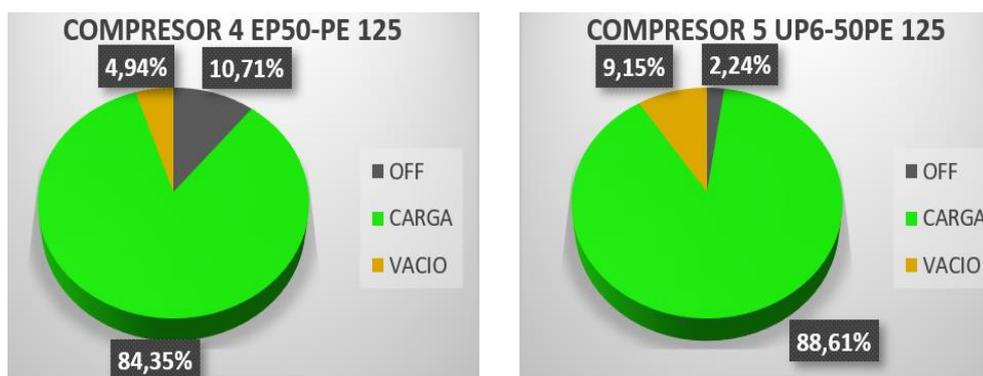


Figura 4. 10 Compresor 4 y 5 SSR

Fuente. El autor

4.4 Configuración de Equipos – Cuarto de Generación

Es importante recalcar que la conexión de los compresores a un *manifold* de 3", es adecuada y apropiada.

No obstante, para obtener la calidad de aire ISO 8573-1 (1.4.1) se recomienda la siguiente tabla:

Tabla 4. 9 Valores de la ISO 8573-1 para la calidad de aire comprimido

CLASE	Impurezas sólidas (número máximo de partículas por m ³) para un tamaño máx. de partícula indicado en µm			Humedad (Punto de rocío a presión) °C	Máx. contenido de aceite mg/m ³
	0.1 < d ≤ 0.5	0.5 < d ≤ 1.0	1.0 < d ≤ 5.0		
0	Según acuerdo entre el suministrador y el usuario (e inferior a clase 1)				
1	≤ 20 000	≤ 400	≤ 10	<= -70 °C	<= 0.01 mg/m ³
2	≤ 400 000	≤ 6 000	≤ 100	<= -40 °C	<= 0.1 mg/m ³
3	A/R	≤ 90 000	≤ 1 000	<= -20 °C	<= 1 mg/m ³
4	A/R	A/R	≤ 10 000	<= +3 °C	<= 5 mg/m ³
5	A/R	A/R	≤ 100 000	<= +7 °C	—

Condiciones de referencia: 1 bar(a), 20°C, humedad relativa del 0% con presión final del compresor de 8 bar (a)

Fuente. El autor

Cada secador frigorífico debe tener su pre filtro y pos filtro, para obtener la calidad de aire ISO 1.4.1

- Pre filtro de 1 µmicras.
- Secador frigorífico, con punto de rocío a +3°C.
- Pre filtro de 0.01 µmicras. Véase la figura 4.11.

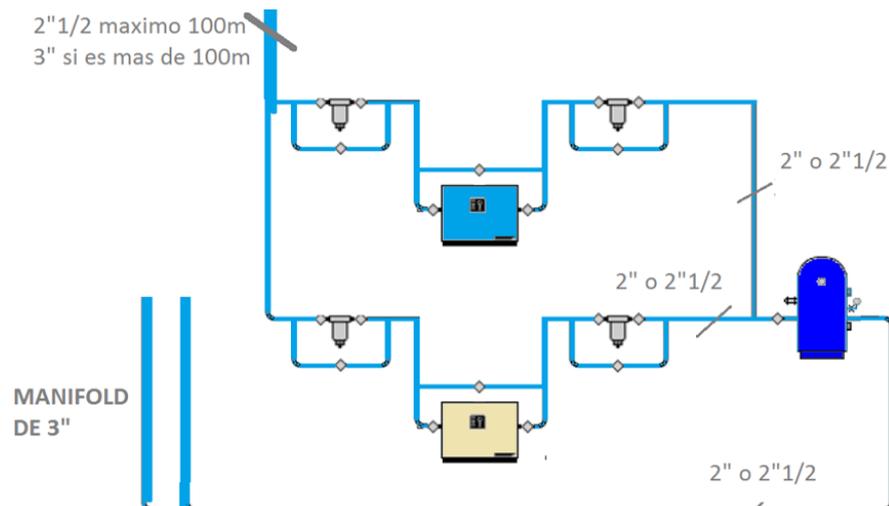


Figura 4. 11 Propuesta de instalación de equipos a red de aire comprimido

Fuente. El autor

CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

El aire comprimido se ha convertido en una ayuda indispensable para un trabajo y una producción eficiente. Por tanto, la economía de su uso como medio energético depende en gran medida de la economía de su generación, tratamiento y suministro.

- A pesar de que el compresor 3 SSR HP20SE no trabaja eficientemente, el consumo energético general está dentro de los parámetros óptimos.
- La mayor parte de compresores están saeteados a la misma presión máxima y mínima, lo cual, en ciertas ocasiones produce conflicto de arranque generando consumos energéticos innecesarios.
- El compresor 3 SSR-HP20 SE permanece encendido todo el tiempo teniendo un consumo energético innecesario del 51.46% por trabajos en vacío. Además, los paros y gastos por mantenimiento del equipo son más continuos.
- Desde las 00H00 hasta las 02H30 y desde las 22H30 hasta las 23H59 los compresores no trabajan de forma adecuada, por ejemplo, para suplir bajas demandas de aire el compresor que trabaja es el UP6-50PE 125 (50HP), eso hace que tenga mayor desgaste mecánico. Por eso, un compresor de 20HP sería suficiente.
- Los días viernes y sábado tiene un consumo promedio del 7%.
- Los días domingo y lunes tienen un consumo promedio del 70%.
- Los días martes, miércoles y jueves tienen un consumo promedio del 95%.
- Los filtros previos al tanque pulmón son de baja capacidad de caudal, esto hace que se estrangule, que haya caídas de presión y la vida útil de los elementos filtrantes sea más rápida.
- El costo anual promedio para la generación de aire comprimido es de 51 963.00 dólares.
- El costo energético anual por trabajos en vacío, es de 3 443.00 dólares.

Los casos analizados muestran que cuando un sistema de aire requiere grandes cantidades de aire (aprox.> 100 m³/min) y la demanda de aire fluctúa mucho durante el día, el uso de compresores de tornillo de velocidad variable grandes (300-400 kW y más) rara vez representa la solución mágica que a menudo afirman algunos fabricantes de compresores. Las tecnologías o soluciones alternativas, como el compresor centrífugo con control de carga compartida, a menudo permiten a los operadores obtener ahorros de energía mucho mayores, a pesar de la descarga de aire del sistema.

De hecho, los compresores centrífugos pueden ser más eficientes que los grandes compresores de tornillo de velocidad variable incluso si agotan entre un 10 y un 15% de su capacidad de diseño. En lugar de evaluar si la tecnología de un compresor reduce el escape de aire comprimido, se recomienda que los operadores evalúen la eficiencia del compresor en su rango de operación, es decir, a plena carga y cargas parciales.

5.2 Recomendaciones

- El diámetro de tubería para la conexión desde el manifold de 3" hacia el tanque pulmón debe ser mínimo 2", lo recomendable es 2" 1/2.
- Se podría eliminar los dos filtros previos al tanque pulmón ya que el tanque también trabaja como acumulador de condensado y retenedor de partículas.
- Una vez retirado los dos filtros, se debe instalar en el tanque un drenaje automático de condensado adecuado.
- El diámetro de tubería para la conexión desde el tanque pulmón hacia cada secador debe ser mínimo 2", lo recomendable es 2" 1/2.
- El diámetro de tubería para la conexión desde los secadores hacia la red tipo anillo debe ser de mínimo 2" ½ con una distancia máxima de 100 metros, si la red tipo anillo está a una distancia total mayor a los 100 metros es recomendable que el diámetro de la tubería sea de 3".
- Se debe incluir un secador de mayor capacidad para satisfacer la demanda total generada (639.5CFM), al momento disponen de un secador INGERSOLL RAND D510INA de 300CFM y un secador Donaldson que a cierta no se sabe su capacidad, el secador que necesitarían es de 400CFM.
- Se debe revisar la configuración del compresor 3 SSR-HP50 SE, de tal manera que se apague y no esté en vacío por largas horas cuando no haya demanda.
- Es necesario configurar las presiones máximas y mínimas de cada compresor por el método de cascada para su correcto funcionamiento y así evitar conflictos entre ellos o a su vez, instalar un controlador central de generación inteligente. AIRTELLIGENCE PROVIS 2.0.
- Un controlador inteligente le permite crear escenas de trabajo diarias, nocturnas, fines de semana, feriados, etc. esto garantizará el encendido del compresor adecuado a la demanda, evitando conflictos de arranque teniendo el control de la generación desde puntos remotos, con aviso *on line* de alertas y alarmas.

Bibliografía

- Atlantic International University. (2020). *Sistemas Neumáticos*. Retrieved from <http://cursos.aiu.edu/Sistemas%20Hidraulicas%20y%20Neumaticos/PDF/Tema%202.pdf>
- Barrios, L. (2018). Cilindros Neumáticos. *Industrial Barrios S.A.C - MINDMAN*, 1-72.
- Buenache, A. (2010). *Tecnología Neumática*. Retrieved from <https://dokumen.tips/documents/pfc-neumatica-alejandra-buenache-56d64cee3cb03.html>
- Cáceres. (2013). *Aplicaciones neumáticas para la automatización de la industria*. Retrieved from <https://es.slideshare.net/marceloolycaceres/aplicaciones-neumaticas-para-la-automatizacion-de-la-industria-1>
- Direct Industry. (2015). *COMPRESOR DE AIRE / MÓVIL / CON MOTOR ELÉCTRICO / DE PISTÓN*. Retrieved from <http://www.directindustry.es/prod/airpress/product-9226-670205.html>
- Direct Industry. (2018). Retrieved from <https://www.directindustry.es/fabricante-industrial/filtro-linea-82312.html>
- Electro Industria. (2018). *Un sistema de producción rápido, limpio y seguro*. Retrieved from *Automatización Neumática en la industria*: <http://www.emb.cl/electroindustria/articulo.mvc?xid=3118>
- FESTO. (2018). *Actuador giratorio DFPD*. Retrieved from https://www.festo.com/cms/es-mx_mx/58186.htm

FESTO. (2019). *COMPONENTES MECÁNICOS, NEUMÁTICOS E HIDRÁULICOS*. Retrieved from Actuadores lineales sin vástago: diferentes variantes de guía: https://www.interempresas.net/Componentes_Mecanicos/FeriaVirtual/Producto-Actuadores-lineales-sin-vastago-Festo-Pneumatic-DGC-120439.html

FORPRO. (2017). *Electro neumática*. Retrieved from <https://www.fundacionforpro.org/curso/curso-online-electroneumatica/>

Hernández, Díaz, Arango, Palacio, Acosta, B. Q., Correa, & Valencia. (2010). *DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE MÓDULO ELECTRO NEUMÁTICO*. Retrieved from https://bibliotecadigital.usb.edu.co/bitstream/10819/357/1/Diseno_Implimentacion_Modulo_Hernandez_2011.pdf

Herranz, E. (2012). *Sistemas neumaticos 4.E.S.O.* Retrieved from <https://sistemasneumaticos4eso.wordpress.com/resumen-del-tema/produccion-del-aire-comprimido/>

Instrumentación Industrial . (2008). *Compresores Neumáticos*. Retrieved from Elementos finales de control: <http://instrumentacionindustrial2007ii.blogspot.com/2008/03/compresores-neumticos.html>

INTEC. (2018). *APLICACIONES DE LA NEUMÁTICA EN LA INDUSTRIA*. Retrieved from <https://suministrointec.com/aplicaciones-neumatica-industria/>

- Kaeser. (2018). *Tuberías de aire comprimido- Kaeser Compresores*. Retrieved from <https://co.kaeser.com/productos-y-soluciones/>
- Morales, L. (2017). *Motores Neumáticos*. Retrieved from <https://sites.google.com/site/neumaticaparatodos/motores-neumaticos>
- Morales, M. (2010). *NEUMÁTICA INDUSTRIAL PARA TODOS*. Retrieved from <https://sites.google.com/site/neumaticaparatodos/marco-teorico/generalidades>
- Mundo Compresor. (2019). Retrieved from https://www.mundocompresor.com/articulos-tecnicos/diferentes-tipos-compresores#compresor_de_lobulos
- NPTEL. (2013). *Pneumatic System*. Retrieved from <https://nptel.ac.in/courses/112103174/29>
- Parker Hannifin España SA. (2011). *Actuadores Giratorios Neumáticos*. Retrieved from https://www.parker.com/literature/Pneumatics%20Division%20Europe/PDE-Documents/PRO-PRN_Technical%20Catalogue-ES.pdf
- Piccardo, N. (2017). *Optimice un sistema de aire comprimido con una demanda de aire muy fluctuante*. Retrieved from <https://www.airbestpractices.com/system-assessments/end-uses/optimize-compressed-air-system-highly-fluctuating-air-demand>
- Serrano, N. (2015). *Neumática Práctica*. Retrieved from <https://sistemasneumaticos.wordpress.com/estudio-funcional-de-las-valvulas-distribuidoras/valvulas-antirretorno/>

Tecnología. (2010). *Qué es Neumática*. Retrieved from <http://www.areatecnologia.com/que-es-la-neumatica.htm>

Worthington Internacional Compresores. (2007). *Auditorías energéticas de instalaciones de aire comprimido*. Retrieved from <https://www.interempresas.net/Energia/Articulos/16469-Auditorias-energeticas-de-instalaciones-de-aire-comprimido.html>



Presidencia
de la República
del Ecuador



Plan Nacional
de Ciencia, Tecnología,
Innovación y Saberes



SENESCYT
Secretaría Nacional de Educación Superior,
Ciencia, Tecnología e Innovación

DECLARACIÓN Y AUTORIZACIÓN

Yo, **García Robalino, Leonel Stalin** con C.C: 0940293632 autor del Trabajo de Titulación: **Evaluación de los sistemas de aire comprimido en el procesamiento industrial de cárnicos para mejorar el modelo de la eficiencia energética**, previo a la obtención del título de **Ingeniero Electrónico en Control y Automatismo** en la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil.

1.- Declaro tener pleno conocimiento de la obligación que tienen las instituciones de educación superior, de conformidad con el Artículo 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior, de entregar a la SENESCYT en formato digital una copia del referido trabajo de titulación para que sea integrado al Sistema Nacional de Información de la Educación Superior del Ecuador para su difusión pública respetando los derechos de autor.

2.- Autorizo a la SENESCYT a tener una copia del referido trabajo de titulación, con el propósito de generar un repositorio que democratice la información, respetando las políticas de propiedad intelectual vigentes.

Guayaquil, 14 de septiembre del 2020

García Robalino, Leonel Stalin

C.C: 0940293632



REPOSITORIO NACIONAL EN CIENCIA Y TECNOLOGÍA			
FICHA DE REGISTRO DE TESIS/TRABAJO DE TITULACIÓN			
TÍTULO Y SUBTÍTULO:	Evaluación de los sistemas de aire comprimido en el procesamiento industrial de cárnicos para mejorar el modelo de la eficiencia energética		
AUTOR(ES)	García Robalino, Leonel Stalin		
REVISOR(ES)/TUTOR(ES)	Ing. Philco Asqui, Luis Orlando		
INSTITUCIÓN:	Universidad Católica de Santiago de Guayaquil		
FACULTAD:	Facultad de Educación Técnica para el Desarrollo		
CARRERA:	Ingeniería Electrónica en Control y Automatismo		
TÍTULO OBTENIDO:	Ingeniero Electrónico en Control y Automatismo		
FECHA DE PUBLICACIÓN:	14 de septiembre del 2020	No. DE PÁGINAS:	83
ÁREAS TEMÁTICAS:	Eficiencia Energética, Neumática		
PALABRAS CLAVES/KEYWORDS:	Eficiencia energética, Carga neumática, Actuador neumático.		
RESUMEN/ABSTRACT (150-250 palabras):			
<p>El presente trabajo de titulación aporta con el análisis de valores medidos en cuanto a calidad del aire comprimido, en una industria procesadora de cárnicos en la ciudad de Guayaquil. El objetivo principal es aportar con mejoras al procesamiento de cárnicos tomando en cuenta el aspecto de la eficiencia energética el cual generará reducción de costos por energía del aire comprimido sin eficiencia energética. La metodología a emplear, son la descriptiva para determinar técnicas y tecnologías del aire comprimido y de vacío. Se emplea el método analítico sintético para levantar datos de mediciones con equipo especializado se utilizan además herramientas de cálculo, finalmente el método comparativo. para valorar una comparación con el estado energético actual y mostrar potenciales para mejoras. en el sistema de aire comprimido, así como materiales y equipos que intervienen en el procesamiento industrial de cárnicos.</p>			
ADJUNTO PDF:	<input checked="" type="checkbox"/> SI	<input type="checkbox"/> NO	
CONTACTO CON AUTOR/ES:	Teléfono: +593 99 908 7143	E-mail: leo_hr4@hotmail.com	
CONTACTO CON LA INSTITUCIÓN:	Nombre: Palacios Meléndez, Edwin Fernando		
COORDINADOR DEL PROCESO DE UTE	Teléfono: +593-9-67608298		
	E-mail: edwin.palacios@cu.ucsg.edu.ec		
SECCIÓN PARA USO DE BIBLIOTECA			
Nº. DE REGISTRO (en base a datos):			
Nº. DE CLASIFICACIÓN:			
DIRECCIÓN URL (tesis en la web):			